



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DOS PROCESSOS INTERNOS DE  
UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE INJEÇÃO DIRETA DE ETANOL  
TURBO - ALIMENTADO PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA GLOBAL**

THIAGO RODRIGO VIEIRA DA SILVA

Belo Horizonte  
Fevereiro de 2017

Thiago Rodrigo Vieira da Silva

**ESTUDO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DOS PROCESSOS  
INTERNOS DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE  
INJEÇÃO DIRETA DE ETANOL TURBO - ALIMENTADO PARA  
MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA GLOBAL**

Dissertação apresentada ao Departamento de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta

Co-Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Belo Horizonte  
Escola de Engenharia da UFMG  
Fevereiro de 2017

S586e

Silva, Thiago Rodrigo Vieira da.

Estudo de estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo - alimentado para maximização da eficiência global [manuscrito] / Thiago Rodrigo Vieira da Silva. – 2017.

217 f., enc.: il.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Coorientador: Ramón Molina Valle.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 207-217.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Motores de combustão interna - Teses. 3. Álcool como combustível - Teses. 4. Automóveis - Motores - Sistemas de injeção eletrônica de combustível - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Valle, Ramón Molina. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)

“Deus é o dono de tudo. Devo a Ele a oportunidade que tive de chegar aonde cheguei. Muitas pessoas têm essa capacidade, mas não têm essa oportunidade. Ele a deu para mim, não sei por quê. Sei que não posso desperdiçá-la”

Ayrton Senna

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço a Deus por mais essa etapa vencida, por me sustentar e guiar meus passos, minha mente e meu coração, além de sempre me dar forças para continuar.

Aos meus queridos pais, Wantuil Diniz e Maria do Carmo, que são a origem de tudo. Com muito amor os agradeço imensamente por todo suporte, compreensão e esforço que possibilitaram a concretização de mais um sonho da minha vida.

A minha irmã, Danielle, pelo apoio e encorajamento a continuar lutando. Pelos bons momentos de idas e vindas da a UFMG.

A minha noiva, Ana, pela paciência, apoio e dedicação em me ajudar nessa importante etapa da minha vida, suportando junto comigo momentos difíceis.

A toda minha família por compreender minha ausência em aniversários e festas de final de semana.

Ao meu orientador Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta por ser meu principal incentivador, ser uma das minhas principais referências como profissional e pessoa. Agradeço por acreditar em mim e me ajudar a alcançar mais essa etapa da vida. Nunca esquecerei.

Ao Prof. Dr. Ramon Molina Valle por acreditar no meu trabalho e ceder os equipamentos para a realização dessa pesquisa.

Ao Prof. Dr. Michael Pontoppidan pelos grandes ensinamentos na área de motores, principalmente, de sistemas de injeção direta de combustível.

Aos meus amigos de trabalho experimental, principalmente, Welson Dutra, Nilton Diniz, Alysson Teixeira, Cesar Vieira, pela paciência no meu aprendizado e pelos grandes ensinamentos ao longo dessa caminhada.

Aos amigos Augusto Cesár, Amanda Mendes e Rodrigo Andrade, pela ajuda com a execução dos testes dinamométricos e depuração de dados.

Aos amigos do CFD por me ajudarem a compreender, por meio de simulações, os fenômenos internos do motor.

Aos amigos do laboratório de biocombustíveis, principalmente, Carolina Monteiro, Michelle Jeniffer e Andrea Handa pelos bons papos de almoço.

Ao Alexandre secretário do CTM por me auxiliar com os processos internos da FCO.

A toda equipe da MoTec, principalmente Felipe Bazolli, pela paciência, ensinamentos e grande suporte na utilização da central eletrônica M1.

A FCA pelo fornecimento do motor utilizado nos testes deste trabalho.

Aos colegas de mestrado da FCA Matheus Carvalho e Igor Trevas pelo grande suporte na realização deste trabalho.

Ao colega Gustavo do baja e Marcos do laboratório CEA, pela ajuda na execução de soluções de problemas.

A UFMG e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo apoio institucional para realização do projeto. A todos os funcionários da unidade por toda a paciência, dedicação e atenção dispendida.

Ao CNPq pela concessão da bolsa de mestrado.

Enfim, a todos que estiveram comigo nessa incrível jornada o meu sincero agradecimento.

## RESUMO

A atual condição energética e climática presente no mundo, apresenta a necessidade do desenvolvimento de motores de combustão interna cada vez mais eficientes e sustentáveis. Com o objetivo de atender a essa necessidade, agências reguladoras estabelecem metas de consumo de combustível e emissões de poluentes para longo prazo. A evolução dos projetos dos motores, afim de atingir tais metas, caracteriza-se pela aplicação de novas tecnologias como a injeção direta de combustível, os turbo-compressores, os comandos de válvula continuamente variáveis, os recirculadores de gases de exaustão, sistemas de razão de compressão variável dentre outras, em motores *downsizing* que operem, preferencialmente, com os biocombustíveis. A integração das novas tecnologias, do conceito de motores e dos combustíveis alternativos deve ser gerenciada e aplicada em todo o mapa de funcionamento do motor visando reduzir tanto consumo de combustível quanto as emissões de poluentes. Assim, este trabalho visa caracterizar e analisar as estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo-alimentado para a maximização da eficiência global. O mapa de estratégias de controle do motor, proposto neste trabalho, foi dividido em regiões de diferentes condições de funcionamento, sendo cada uma dessas regiões caracterizada por uma estratégia específica de controle. As cinco estratégias de maximização da eficiência global do motor estabelecidas neste trabalho foram: *Lean Stratified Combustion Spark Ignition* – SCSIS, *Lean Boosted Direct Injected* – LBDI, *Homogeneous Charge Spark Ignited with Exhaust Gas Recirculation* – HCSI + EGR, *Homogeneous Charge Spark Ignited* – HCSI, e *Stratified Combustion to Pre-Ignition Suppression* – SCPIS. Os resultados obtidos com a implementação das estratégias de controle do motor, propostas neste trabalho, apresentaram ganhos na eficiência global do motor de 32,0% e 15,9% utilizando a estratégia SCSIS, de 3,7% utilizando a LBDI e de 1,8% com a SCPIS, mantendo níveis satisfatórios de emissões de poluentes.

Palavras-chave: Mapa de estratégias de controle do motor, injeção direta, *downsizing*, etanol, carga estratificada, motor de combustão interna

## **ABSTRACT**

The current energy sources and climatic world condition require the development of more efficient and sustainable internal combustion engines. In order to accomplish this requirements, the regulator agencies establish long goal of fuel consumption and greenhouse gases emissions. The evolution of engine designs, in order to achieve this long goals, is characterized by the use of new technologies such as, fuel direct injection, turbochargers, continuously variable valve timing, exhaust gas recirculation, variable compression ratio, among others, in downsized engines that running, preferably, with biofuels. The combination of the new technologies with the engine concept and alternative fuels must be managed and applied throughout the engine road map aiming to reduce the fuel consumption and the emissions. Therefore, this work aimed to characterize and analyze the control strategies of direct injection turbocharged internal combustion engine fueled by Brazilian ethanol in order to maximize the fuel conversion efficiency. The engine road map control strategies, proposed by this work, was divided in regions of different engine operating conditions, where each region was characterized by a specific engine control strategy. The five engine control strategies to maximize the fuel conversion efficiency establish in this work were: Lean Stratified Combustion Spark Ignition – SCSIS, Lean Boosted Direct Injected – LBDI, Homogeneous Charge Spark Ignited with Exhaust Gas Recirculation – HCSI + EGR, Homogeneous Charge Spark Ignited – HCSI, and Stratified Combustion to Pre-Ignition Suppression – SCPIS. The obtained results from the use of these engine control strategies show an increase in the fuel conversion efficiency of 32% and 15,9% running on SCSIS strategy, 3,7% running on LBDI strategy and 1,8% running on SCPIS strategy, keeping satisfactory emissions levels.

**Keywords:** Engine road map control strategies, direct injection, downsizing, ethanol, stratified charge, internal combustion engine



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal.....	32
Figura 2 – Diagrama PV ideal para motores turboalimentados.....	35
Figura 3 – Os seis processos do ciclo real para MCI de ignição por centelha ..	36
Figura 4 – Comparação ciclo real com o ciclo ideal do MCI naturalmente aspirado .....	38
Figura 5 – (a) Diagrama PV ciclo aspirado e (b) Diagrama PV ciclo turboalimentado .....	39
Figura 6 – Efeito do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica .....	41
Figura 7 – Influência das razões $r_c$ e $\gamma$ na eficiência térmica .....	44
Figura 8 – Sistema biela-manivela do motor.....	47
Figura 9 – Variação da tensão e da corrente para um sistema convencional de ignição.....	53
Figura 10 – Influência do avanço de ignição no diagrama PV .....	55
Figura 11 – Efeito do avanço de ignição no torque em condições constantes de rotação, alimentação de combustível e corpo de borboleta totalmente acionado .....	56
Figura 12 – Autoignição característica dos combustíveis.....	57
Figura 13 – Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação .....	58
Figura 14 – Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação .....	59
Figura 15 – Influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de ignição por centelha.....	66
Figura 16 – Sistema de injeção direta desenvolvido pela Bosch.....	67
Figura 17 – Motor operando com carga estratificada (a) e com carga homogênea (b).....	69
Figura 18 – Sistema de injeção direta <i>Wall-Guided</i> .....	70
Figura 19 – Sistema de injeção direta <i>Air-Guided</i> .....	72
Figura 20 – Sistema de injeção direta <i>Spray-Guided</i> .....	73

Figura 21 – Análise das perdas energéticas entre os sistemas de injeção de combustível .....	75
Figura 22 – Tipos de injetores e seus perfis de jato de combustível .....	76
Figura 23 – Comparação entre penetrações dos jatos de combustível dos injetores do tipo <i>swirl</i> e multi-furo.....	77
Figura 24 – Conjunto turbo-compressor e seus componentes.....	79
Figura 25 – Dimensionamento de um turbo-compressor – <i>Turbo Matching</i> .....	80
Figura 26 – Tempo de resposta de um turbo-compressor - <i>turbolag</i> .....	81
Figura 27 – Mapas de funcionamento turbo-compressor <i>twin-stage</i> .....	82
Figura 28 – Sistema de EGR externa resfriada – <i>Cooled EGR</i> .....	87
Figura 29 – Arranjos (a) Alta pressão, (b) baixa pressão e (c) híbrido para sistema <i>EGR</i> externa resfriada.....	88
Figura 30 – Sistema a) <i>Dual-CVVT</i> e b) <i>Cam-in-Cam CVVT</i> .....	91
Figura 31 – Sinais característicos dos sensores de rotação e de sincronismo	93
Figura 32 – Mapa de injeção de combustível.....	94
Figura 33 – Mapa de avanço de ignição .....	95
Figura 34 – Mapa de estratégias de controle do motor - Mitsubishi.....	97
Figura 35 – Mapa de estratégias de controle do motor - Nissan.....	98
Figura 36 – Mapa de estratégias de controle do motor – Mercedes - Benz .....	99
Figura 37 – Mapa de estratégias de controle do motor – AVL .....	100
Figura 38 – Mapa de estratégias de controle do motor – FEV.....	101
Figura 39 – Mapa de estratégias de controle do motor – Orbital .....	102
Figura 40 – Mapa de estratégias de controle do motor – Alkidas.....	103
Figura 41 – As geometrias do pistão e da câmara de combustão .....	106
Figura 42 – a) injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 – <i>MM</i> e b) Curva de tensão e corrente para acionamento do injetor.....	107
Figura 43 – Caracterização do injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 - <i>MM</i> .....	108
Figura 44 – Curva de vazão do injetor de combustível IWD3 193 – AE 689 - <i>MM</i> .....	109
Figura 45 – Funcionamento bomba de alta pressão .....	110
Figura 46 – a) Componentes do sistema de variador de fase, b) Sistema completo de variador de fase <i>Cam-In-Cam</i> .....	111

Figura 47 – Funcionamento do variador de fase contínuo .....	112
Figura 48 – Turbo-compressor B01034P9478-031P20-26E - BorgWarner .....	113
Figura 49 – Funcionamento da eletroválvula <i>boost-drive</i> – a) Acionada e b) desativada.....	114
Figura 50 – Unidade de Controle Eletrônico MoTec M1 - M142.....	115
Figura 51 – Interface softwares MoTec <i>Tune</i> a) e MoTec <i>Build</i> b) .....	116
Figura 52 – Sala dinamométrica W230 .....	119
Figura 53 – Condicionador da água de arrefecimento do motor .....	120
Figura 54 – Condicionador do óleo de lubrificação do motor.....	121
Figura 55 – Sensores e atuadores necessários para a UCE MoTec M1-M142	123
Figura 56 – Sistema de controle do dinamômetro STARS .....	126
Figura 57 – Sensores de pressão de alta resolução instalados no motor .....	128
Figura 58 – a) <i>Software</i> de interface <i>IndiCom</i> e b) Interface de programação de cálculos <i>Calgraf</i> .....	129
Figura 59 – Disposição dos sensores ao longo do motor .....	131
Figura 60 – Computadores responsáveis pelas aquisições de resultados.....	135
Figura 61 – Cálculo da largura de pulso do tempo de abertura do injetor.....	141
Figura 62 – Sinal de sincronismo modificado pelo variador de fase.....	143
Figura 63 – Mapa de estratégias de controle do motor para maximização da eficiência global .....	148
Figura 64 – Curva de fração Mássica Queimada <i>MBF</i> em função do ângulo do virabrequim.....	157
Figura 65 – Modelo matemático <i>Thermodynamics2Mass</i> .....	158
Figura 66 – Curva de pressão no cilindro com ocorrência de detonação e curva com o filtro de frequência.....	160
Figura 67 – Interface do analisador de gases PC-Multigás .....	162
Figura 68 – Resultados da variação da rotação e da eficiência global do motor em função do fator $\lambda$ na caracterização <i>baseline</i> do motor - Estratégia 1.1....	165
Figura 69 – Resultados da variação da rotação e da eficiência global do motor em função do fator $\lambda$ - Estratégia 1.1.....	166
Figura 70 – Variação do consumo específico de combustível e da CoV% de PMEI em função do fator $\lambda$ na caracterização <i>baseline</i> do motor - Estratégia 1.2....	167

<b>Figura 71 – Variação do consumo específico de combustível e da CoV% de PMEI em função do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 1.2.....</b>	<b>168</b>
<b>Figura 72 – Variação do MBF 10-90% e da eficiência global do motor em função do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 1.2.....</b>	<b>169</b>
<b>Figura 73 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 1.2.....</b>	<b>170</b>
<b>Figura 74 – Variação dos níveis de emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> em função d do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 1.2. ....</b>	<b>171</b>
<b>Figura 75 – Variação do consumo específico de combustível em função da posição do CVVT na caracterização <i>baseline</i> do motor - Estratégia 2.....</b>	<b>172</b>
<b>Figura 76 – Variação do consumo específico de combustível e a manutenção da potência gerada em função do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 2. ....</b>	<b>173</b>
<b>Figura 77 – Variação da CoV% da PMEI em função do empobrecimento da mistura ar-combustível - Estratégia 2. ....</b>	<b>175</b>
<b>Figura 78 – Emissões específicas de NOx e THC em função do aumento do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 2.....</b>	<b>177</b>
<b>Figura 79 – Emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> em função do aumento do fator <math>\lambda</math> - Estratégia 2.....</b>	<b>177</b>
<b>Figura 80 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.1. .</b>	<b>180</b>
<b>Figura 81 – Variação da PMEP e do percentual de abertura da válvula borboleta em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.1.....</b>	<b>181</b>
<b>Figura 82 – Sobreposição dos diagramas de log de PV para as posições de CVVT de -45, -15 e 15 graus do virabrequim DPMS – Estratégia 3.1.....</b>	<b>181</b>
<b>Figura 83 – Variação da eficiência global do motor em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.1. ....</b>	<b>182</b>
<b>Figura 84 – Variação do consumo específico de combustível e da CoV% da PMEI em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.....</b>	<b>183</b>
<b>Figura 85 – Variação do trabalho de expansão e da vazão mássica de ar em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.....</b>	<b>184</b>
<b>Figura 86 – Variação da contrapressão no escapamento em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.....</b>	<b>184</b>

Figura 87 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.....	185
Figura 88 – Variação da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.....	185
Figura 89 – Variação dos níveis de emissões específicas de CO e CO <sub>2</sub> em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2. ....	186
Figura 90 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1. .	188
Figura 91 – Variação do consumo específico de combustível em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.....	188
Figura 92 – Variação da PMEP e do percentual de abertura da válvula borboleta em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.....	189
Figura 93 – Sobreposição dos diagramas de log de PV para as posições de CVVT de -45, -15 e 15 graus do virabrequim DPMS – Estratégia 4.1.....	189
Figura 94 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.....	190
Figura 95 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1. .	191
Figura 96 – Variação do consumo específico de combustível em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.....	192
Figura 97 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2. .	192
Figura 98 – Variação dos valores de MAF e de contrapressão no escapamento em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.....	193
Figura 99 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.....	194
Figura 100 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2. .	194
Figura 101 – Variação do consumo específico de combustível em função da posição do CVVT na caracterização <i>baseline</i> do motor 18bar de PMEI – Estratégia 5.....	196
Figura 102 – Sobreposição da curva de pressão no cilindro e de injeção de combustível da condição <i>baseline</i> e <i>split-injection</i> – Estratégia 5.....	198

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do Etanol Hidratado Conforme ANP .....	61
Tabela 2 – Fração Molar Etanol Hidratado .....	62
Tabela 3 – Propriedades do Etanol Hidratado Calculadas .....	63
Tabela 4 – Especificações técnicas do motor .....	105
Tabela 5 – Caracterização do injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 - <i>MM108</i>	
Tabela 6 – Sensores utilizados pela MoTec M1 – M142 .....	123
Tabela 7 – Sensores utilizados pelo sistema de controle do dinamômetro STARS .....	126
Tabela 8 – Sensores de pressão utilizados pelo sistema AVL.....	130
Tabela 9 – Incertezas expandidas máximas dos parâmetros indicados .....	134
Tabela 10 – Principais Configurações da UCE MoTec M1 – M142 .....	136
Tabela 11 – Tabela do tempo de carregamento da bobina de ignição <i>Dwell Time</i> .....	140
Tabela 12 – Valores de PID para o controle do variador de fase .....	143
Tabela 13 – Valores de PID para o controle da quantidade de combustível ....	144
Tabela 14 – Valores de PID para o controle da bomba de combustível .....	145
Tabela 15 – Condições de operação do motor para cada estratégia de maximização da eficiência global .....	148
Tabela 16 – Atuação da UCE na mitigação de detonação .....	159
Tabela 17 – Comparação dos parâmetros do processo de combustão entre condições de <i>baseline</i> e implementação - Estratégia 1.1.....	166
Tabela 18 – Parâmetros do processo de combustão em função do aumento do fator $\lambda$ - Estratégia 2.....	175
Tabela 19 – Variação da temperatura máxima da mistura ar-combustível queimada - Estratégia 2.....	176
Tabela 20 – Principais resultados da caracterização <i>baseline</i> do motor e da utilização da estratégia 5 22bar de PMEI.....	197

## SIMBOLOGIA

a – Braço do Virabrequim [m]

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

$(A/F)_{real}$  – Razão das relações de ar-combustível real [Adimensional]

$(A/F)_{est}$  – Razão das relações de ar-combustível estequiométrica [Adimensional]

ANP – Agência Nacional do Petróleo

A-Nozzles – Injetor de abertura externa

$a_p$  – Aceleração instantânea do Pistão [ $m/s^2$ ]

APMS – Antes do Ponto Morto Superior

AT – temperatura do ar de admissão, do inglês *Air Temperature* [ $^{\circ}C$ ]

B – Diâmetro do cilindro [m]

BAP – Pressão barométrica do ar, do inglês *Barometric Air Pressure* [kPa]

CA – ângulo do virabrequim, do inglês *crankangle* [graus]

CCCR – Carcaça Central e Conjunto Rotativo

CHRA – Carcaça Central e Conjunto Rotativo, do inglês *Central Housing and Rotating Assembly*

$C_2H_6O$  – Álcool etílico anidro

$C_{1,66}H_{5,32}O$  – Álcool etílico hidratado

CO – Monóxido de Carbono

$CO_2$  – Dióxido de Carbono

CoV- Covariância [%]

$c_p$  – Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]

CRIP – Posição da falha na polia, do inglês *Crank Index Position*

CSI – Motor de ignição por centelha e por compressão, do inglês *Compression and Spark Ignition engine*

$c_v$  – Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]

CVVT – Comando de Válvula Continuamente Variável, do inglês *Continuously Variable Valve Timing*

DI – Injeção Direta, do inglês *Direct Injection*

DPMS – Depois do Ponto Morto Superior

E94 – Álcool Etílico Hidratado

E-EGR - Recirculação de gases de escape externo, do inglês *External Exhaust Gas Recirculation*

EGR – Recirculação de Gases de Escape, do inglês *Exhaust Gas Recirculation*

EMBRAPA – Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária

ET – Temperatura do fluido de resfriamento do motor, do inglês *Engine Temperature* [°C]

FCA – Fiat Chrysler Automobiles

FP – Pressão de injeção do combustível, do inglês *Fuel Pressure* [kPa]

$H_c$  – Altura de compressão [m]

HCSI + EGR – Mistura homogênea de ignição por centelha com recirculação de Gases de escape, do inglês *Homogeneous Charge Spark Ignited with Exhaust Gas Recirculation*

HCSI – Mistura homogênea de ignição por centelha, do inglês *Homogeneous Charge Spark Ignited*

H<sub>2</sub>O – Água

HPFP – Bomba de combustível de alta pressão, do inglês *High Pressure Fuel Pump*

l – Distância entre Centros da Biela [m]

IEA – Agência internacional de energia, do inglês *International Energy Agency*

I-EGR – recirculação de gases de escape internos *Internal Exhaust Gas Recirculation*

IGN – Ignição

INJ – Injeção

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

I-Nozzles – Injetor de abertura interna

$k$  – fator de abrangência

KH – Fator de umidade [adimensional]

LBDI – Empobrecimento da mistura ar-combustível diretamente injetada e uso de turbo-compressor, do inglês *Lean Boosted Direct Injected*

LCDIM – Modo empobrecimento da mistura ar-combustível diretamente injetada, do inglês *Lean Combustion Direct Injected Mode*

LP – Largura do Pulso

LSCSI – Estratificação da Mistura Ar-Combustível Estequiométrica com empobrecimento, do inglês *Lean Stratified Combustion Spark Ignition*

$m$  – Massa de fluido dentro do cilindro [kg]



MAF – Vazão mássica de ar, do inglês *Mass Air Flow* [kg/s]

MAP – Pressão no Coletor de Admissão, do inglês *Manifold Air Pressure* [kPa]

$m_{ar}$  – Massa de ar admitido [kg]

$\dot{m}_{ar}$  – Vazão Mássica de Ar [kg/s]

MBF – Fração de massa de combustível queimada, do inglês *Mass Burn Fraction* [Admencional]

MBT – Máximo torque, ou menor ângulo de avanço pra o máximo torque, do inglês *Maximum Brake Torque* [N.m]

MCI – Motores de Combustão Interna

$\dot{m}_{comb}$  – Vazão Mássica de Combustível [kg/s]

MECM – Mapa de Estratégias de Controle do Motor

$m_{EGR}$  – Massa de escape pós combustão recirculado [kg]

$M_N$  – Emissão de um gás qualquer N [kg/kW.h]

$MM_{ex}$  – Massa Molar dos gases do escapamento [kg/kmol]

$MM_N$  – Massa molar do gás N [kg/kmol]

MM – Magneti Marelli

$m_r$  – Massa de Gás queimado residual do ciclo anterior de funcionamento do motor [kg]

$m_{total}$  – Massa Total de Gases presente no cilindro [kg]

N – velocidade de rotação do motor [rpm]

[N] – Concentração em volume do gás [%v/v ou ppm]

N<sub>2</sub> – Nitrogênio gasoso

NBR – Norma Brasileira

NDIR – Infravermelho não dispersivo, do inglês *Non Dispersive Infrared*

NEODi – Ecologia orientada ao desempenho e injeção direta da Nissan, do inglês *Nissan Ecology Oriented performance and Direct Injection*

NOx – Óxidos de nitrogênio

$n_R$  – número de rotações do virabrequim para cada ciclo do motor

NTC – Coeficiente negativo de temperatura, do inglês *Negative Temperature Coeficient*

OPEC – Organização dos Países Exportadores de Petróleo, do inglês *Organization of the Petroleum Exporting Countries*

OPEP – Organização dos Países Exportadores de Petróleo

P – Potência Indicada [kW]  
p – Pressão do fluido [kPa]  
PCI – Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]  
PEC – Pressão na Entrada do Compressor [kPa]  
PET – Pressão na Entrada da Turbina [kPa]  
PID – Proporcional Integral e Derivativo  
PFI – Injeção indireta de combustível, do inglês *Port Fuel Injection*  
PME – Pressão Média Efetiva [kPa]  
PMEI – Pressão Média Efetiva Indicada [kPa]  
PMI – Ponto Morto Inferior  
 $\bar{P}_{MM}$  – Pressão Média Motorizada [kPa]  
PMS – Ponto Morto Superior  
 $P_{ref}$  – Potência nas condições de referência [kW]  
Ppm – partes por milhão  
PROALCOOL – Programa Nacional do Alcool  
ProCo – Combustão Programada, do inglês *Programmed Combustion*  
 $P_s$  – Pressão Seca de referência [kPa]  
PSC – Pressão na Saída do Compressor [kPa]  
PSI – Pressão na Saída do *intercooler* [kPa]  
 $P_{so}$  – Pressão Seca do Ambiente [kPa]  
PST – Pressão na Saída da Turbina [kPa]  
PV – Pressão versus Volume  
PWM – Modulação de largura de pulso, do inglês *Pulse Width Modulated*  
 $\dot{Q}$  – Taxa de transferência de calor [kJ/s]  
Q – Calor [kJ]  
 $Q_t$  – Calor total [kJ/s]  
R – constante dos gases ideais [m<sup>3</sup>.Pa/mol.K]  
 $r_c$  – Razão Volumétrica de Compressão [adimensional]  
REF – sinal de rotação do motor, do inglês *Reference*  
RPM – Rotações Por Minuto  
S – Deslocamento do Pistão [m]  
SI – Sistema Internacional

SCPIS – Estratificação da mistura ar-combustível para supressão de pré-ignição, do inglês *Stratified Combustion to Pre-Ignition Suppression*

SCSIS – Estratificação da mistura ar-combustível estequiométrica de ignição por centelha, do inglês *Stratified Combustion Spark Ignition Stoichiometric*

SFC – Consumo específico de combustível, *Specific Fuel Consumption* [g/kW.h]

$\bar{S}_p$  – Velocidade Média do Pistão [m/s]

SYNC – Sinal de sincronismo do motor, do inglês *Synchronism*,

T – Torque Indicado [N.m]

$T$  – Temperatura do fluido [°C]

TA – Temperatura de Autoignição [°C]

$T_{ar}$  – Temperatura do Ar [°C]

$T_o$  – Temperatura de referencia [°C]

TEC – Temperatura na Entrada do Compressor [°C]

THC – Hidrocarbonetos totais

TPA – Análise das três pressões, do inglês *Three Pressure Analysis*

TPD – Acionador da Válvula borboleta, do inglês *Throttle Position Driver*

TPS – Sensor de posição da Válvula borboleta, do inglês *Throttle Position Sensor*

TS – Temperatura versus Entropia

TSC – Temperatura na Saída do Compressor

TSI – Temperatura na Saída do *Intercooler*

U – Energia interna do fluido [J]

$U_{ex}$  – incerteza expandida

UCE – Unidade Central Eletrônica

$u_{cd}$  – Incerteza Padrão Combinada de medições diretas

$u_{ci}$  – Incerteza Padrão Combinada de medições indiretas

$u_n$  – Incerteza Padrão de cada uma das “n” fontes

$U_R$  – Umidade Relativa do ar [%]

V – Volume [m<sup>3</sup>]

$V_d$  – Volume deslocado [m<sup>3</sup>]

$V_c$  – Volume da Câmara de Combustão [m<sup>3</sup>]

$V_i$  – Volume Interno do Cilindro [m<sup>3</sup>]

VCR – Taxa de compressão variável, do inglês *Variable Compression Ratio*

$v_p$  – Velocidade Instantânea do Pistão [m/s]

VVT – Comando de Válvula Continuamente Variável, do inglês *Variable Valve Timing*

$x_b$  – fração de gás queimado [adimensional]

$w$  – Trabalho [kJ]

$\dot{w}$  – Taxa de produção de trabalho [kJ/s]

$Y$  – grandeza cuja a incerteza foi calculada [adimensional]

$y$  – Deslocamento lateral do pino do pistão [m]

## SÍMBOLOS GREGOS

$\gamma$  – Razão entre os calores específicos [adimensional]

$\eta_v$  – Eficiência Volumétrica [adimensional]

$\theta$  – Ângulo do virabrequim [graus]

$\eta_t$  – Eficiência Térmica [adimensional]

$\eta_{global}$  – Eficiência energética global [adimensional]

$\eta_c$  – Eficiência de Combustão [adimensional]

$\eta_{cc}$  – Eficiência de Conversão de Combustível [adimensional]

$\alpha_c$  – Fator de Correção [adimensional]

$\tau_{90}$  – Tempo de resposta do turbo compressor [s]

$\lambda$  – Fator Lambda [adimensional]

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>25</b>
<b>1.1.</b>	<b>ASPECTOS GERAIS</b> .....	<b>25</b>
<b>1.2.</b>	<b>OBJETIVOS GERAIS</b> .....	<b>28</b>
1.2.1.	<i>Objetivos Específicos</i> .....	28
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>30</b>
<b>2.1.</b>	<b>MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA</b> .....	<b>30</b>
2.1.1.	<i>Definição e História</i> .....	30
2.1.2.	<i>Ciclo Otto ideal</i> .....	32
2.1.3.	<i>Ciclo Real para Motores de Ignição por Centelha</i> .....	35
2.1.4.	<i>Razão de Compressão e Números de Octanos</i> .....	39
2.1.5.	<i>Eficiência Volumétrica</i> .....	40
2.1.6.	<i>Eficiência Térmica do Ciclo Otto</i> .....	43
2.1.7.	<i>Eficiência de Combustão</i> .....	44
2.1.8.	<i>Eficiência de Conversão de Combustível</i> .....	45
2.1.9.	<i>Fator de Correção para Potência do Motor</i> .....	46
2.1.10.	<i>Sistema Biela – Manivela e Parâmetros Importantes</i> .....	47
<b>2.2.</b>	<b>COMBUSTÃO</b> .....	<b>51</b>
2.2.1.	<i>Combustão em Motores de Ignição por Centelha</i> .....	51
2.2.2.	<i>Avanço de Ignição</i> .....	54
2.2.3.	<i>Anomalias da Combustão</i> .....	56
<b>2.3.</b>	<b>COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>59</b>
2.3.1.	<i>Álcool Etílico</i> .....	60
2.3.2.	<i>Formação da mistura ar-combustível</i> .....	64
<b>2.4.</b>	<b>INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>66</b>
2.4.1.	<i>Mistura Homogênea e Estratificada</i> .....	68
2.4.2.	<i>Sistema de Injeção Direta – Wall-Guided</i> .....	70
2.4.3.	<i>Sistema de Injeção Direta – Air-Guided</i> .....	71
2.4.4.	<i>Sistema de Injeção Direta – Spray-Guided</i> .....	72
2.4.5.	<i>Tipos de Injetores de Injeção Direta</i> .....	75
<b>2.5.</b>	<b>TURBO – COMPRESSORES</b> .....	<b>78</b>

2.5.1.	<i>Turbo-compressores Estágio Único e Duplo Estágio</i> .....	79
2.5.2.	<i>Vantagens da Combinação entre Turbo-Compressores e Injeção Direta de Combustível</i> .....	82
<b>2.6.</b>	<b>RECIRCULAÇÃO DOS GASES DE ESCAPE</b> .....	<b>84</b>
2.6.1.	<i>Sistema de Recirculação de Gases Internamente – I-EGR</i> .....	85
2.6.2.	<i>Sistema de Recirculação de Gases Externos</i> .....	86
2.6.3.	<i>Layouts dos Sistemas de Recirculação de Gases de Escape</i> .....	87
<b>2.7.</b>	<b>COMANDO DE VÁLVULAS COM VARIADORES DE FASE</b> .....	<b>89</b>
<b>2.8.</b>	<b>CONTROLE ELETRÔNICO DO MOTOR</b> .....	<b>92</b>
2.8.1.	<i>Ensaio Dinamométricos</i> .....	95
<b>2.9.</b>	<b>ESTADO DA ARTE</b> .....	<b>96</b>
<b>2.10.</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>103</b>
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>104</b>
<b>3.1.</b>	<b>MOTOR UTILIZADO NOS TESTES</b> .....	<b>104</b>
<b>3.2.</b>	<b>COMBUSTÍVEL UTILIZADO</b> .....	<b>115</b>
<b>3.3.</b>	<b>ESCOLHA DA UNIDADE CENTRAL DE CONTROLE – UCE</b> .....	<b>115</b>
<b>3.4.</b>	<b>PREPARAÇÃO DO EXPERIMENTO</b> .....	<b>118</b>
3.4.1.	<i>Controle Dimensional do Motor</i> .....	118
3.4.2.	<i>Instalação dos demais componentes do motor</i> .....	118
3.4.3.	<i>Alinhamento do motor no dinamômetro</i> .....	121
3.4.4.	<i>Instrumentação do motor</i> .....	121
3.4.5.	<i>Preparação do sistema de aquisição de dados</i> .....	134
3.4.6.	<i>Calibração da célula de carga do dinamômetro</i> .....	135
<b>3.5.</b>	<b>REALIZAÇÃO DOS TESTES DINAMOMÉTRICOS</b> .....	<b>136</b>
3.5.1.	<i>Configuração da UCE MoTec M1</i> .....	136
3.5.2.	<i>Testes preliminares e Enquadramento do comando de válvulas</i> .....	142
3.5.3.	<i>Caracterização baseline do motor</i> .....	146
<b>3.6.</b>	<b>DEFINIÇÃO DO MAPA DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DO MOTOR PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA GLOBAL</b> .....	<b>147</b>
3.6.1.	<i>Metodologia de calibração para cada estratégia de maximização da eficiência global</i> .....	149
3.6.2.	<i>Metodologia de depuração dos dados de pressão no cilindro</i> .....	154

3.6.3.	<i>Metodologia para detecção da detonação</i> .....	159
3.7.	<b>MEDIÇÃO DE EMISSÕES</b> .....	160
3.8.	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	163
4.	<b>RESULTADOS E ANÁLISE</b> .....	164
4.1.	<b>RESULTADOS DO DESEMPENHO DO MOTOR UTILIZANDO A ESTRATÉGIA 1</b> .....	164
4.1.1.	<i>Primeira condição de funcionamento do motor: Marcha lenta (Idle) x 850 rpm</i>	164
4.1.2.	<i>Segunda condição de funcionamento do motor: 4 bar de PMEI x 1000 rpm</i>	167
4.2.	<b>RESULTADOS DO DESEMPENHO DO MOTOR UTILIZANDO A ESTRATÉGIA 2</b> .....	171
4.3.	<b>RESULTADOS DO DESEMPENHO DO MOTOR UTILIZANDO A ESTRATÉGIA 3</b> .....	178
4.3.1.	<i>Primeira condição de funcionamento do motor: 6 bar de PMEI x 3000 rpm</i>	179
4.3.2.	<i>Segunda condição de funcionamento do motor: 12 bar de PMEI x 2500 rpm</i>	182
4.4.	<b>RESULTADOS DO DESEMPENHO DO MOTOR UTILIZANDO A ESTRATÉGIA 4</b> .....	186
4.4.1.	<i>Primeira condição de funcionamento do motor: 10 bar de PMEI x 3500 rpm</i>	187
4.4.2.	<i>Segunda condição de funcionamento do motor: 15 bar de PMEI x 3500 rpm</i>	191
4.5.	<b>RESULTADOS DO DESEMPENHO DO MOTOR UTILIZANDO A ESTRATÉGIA 5</b> .....	194
4.6.	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	199
5.	<b>CONCLUSÕES</b> .....	200
5.1.	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	201
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	202
	<b>APÊNDICE I</b> .....	207
	<b>APÊNDICE II</b> .....	208



**APÊNDICE III.....209**

**APÊNDICE IV .....210**

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Aspectos Gerais

A atual condição energética e climática presente no mundo, apresenta a necessidade do desenvolvimento de tecnologias cada vez mais eficientes e sustentáveis. Dentre as várias áreas investigadas que visam a redução tanto do consumo de combustível quanto das emissões de poluentes estão os Motores de combustão interna (MCI). Os Motores de Combustão Interna são máquinas térmicas que tem o propósito de produzir energia mecânica a partir da energia química contida no combustível, (Heywood, 1988). A aplicação de MCI em veículos cresce a cada ano. Segundo (IEA, 2012), a frota de veicular passará de 1,7 bilhões de veículos até o ano de 2035. Com o objetivo de diminuir a produção de gases poluentes desses veículos, agências reguladoras estabelecem metas de consumo e emissões de poluentes para longo prazo.

A Agencia Internacional de Energia (do inglês, *International Energy Agency - IEA*) em conjunto com a Iniciativa Global de Economia de Combustível (do inglês, *Global Fuel Economy Initiative*) publicaram um relatório que estabelece a meta de longo prazo de 50% de redução na média global de emissões de gases poluentes até o ano de 2030, (IEA, 2012).

A evolução dos projetos dos motores, afim de atingir tais metas, caracteriza-se pela aplicação de novas tecnologias como a Injeção Direta de combustível (do inglês, *Direct Injection – DI*), os turbos-compressores, os Comandos de Válvula Continuamente Variáveis (do inglês, *Continuously Variable Valve Timing – CVVT*), os Recirculadores de Gases de Escape Interno ou Externo (do inglês, *Internal - External Exhaust Gas Recirculation – I-EGR / E-EGR*), sistemas de Razão de Compressão Variável (do inglês, *Variable Compression Ratio – VCR*) dentre outras. A combinação de tais tecnologias com os conceitos *dowsizing* (motores de pequeno volume deslocado, compactos e sobrealimentados que geram a mesma ou ainda maior potência quando comparados a motores de maior volume deslocado) e *downspeeding* (motores cuja a velocidade de rotação é limitada afim de se obter menores perdas por atrito, porém com a manutenção ou a melhoria do desempenho) tem apresentado uma redução no consumo de combustível e nas emissões de gases poluentes, bem como proporcionado uma boa dirigibilidade, (Bonatesta *et al.*, 2016).

A utilização de biocombustíveis de alta octanagem como o Etanol, no funcionamento de motores, tem-se mostrado uma poderosa ferramenta para atingir os níveis de consumo e emissões de poluentes estipulados pelos órgãos reguladores. As propriedades do Etanol como combustível permitem o funcionamento do motor em condições de altas pressões na câmara de combustão com um menor risco de detonação (do inglês, *Knock*). A alta octanagem aliada ao alto calor latente de vaporização proveniente do etanol, pode ser utilizada como benefício em motores de injeção direta, tornando possível o desenvolvimento de motores com maiores razões de compressão, o que por sua vez resulta em motores com maior eficiência térmica. Em motores sobrealimentados, a utilização de biocombustíveis de alta octanagem possibilita maiores pressões de sobrealimentação e maiores valores de avanço de ignição sem a tendência a detonação, esses efeitos contribuem para maiores eficiências do motor, (Boretti, 2012).

A Organização dos Países Exportadores de Petróleo – OPEP (do inglês *Organization of the Petroleum Exporting Countries – OPEC*), composta pelo Irã, Iraque, Kuwait, Arábia Saudita e Venezuela, criada na década de 60, assumiu o controle do mercado internacional. A Arábia Saudita, em 1973, promoveu o embargo do petróleo e o valor do barril do petróleo quadruplicou. A revolução iraniana em 1979, resultou novamente em um aumento significativo do preço do barril do petróleo. Devido à crise instalada no cenário internacional, o álcool etílico foi introduzido no Brasil pelo programa PROALCOOL – Programa Nacional do Alcool a partir de 1975. O programa, financiado pelo governo do país, visou a substituição em larga escala dos combustíveis veiculares derivados de petróleo por álcool, (Baêta, 2006).

No Brasil, o etanol é conhecido como etanol hidratado ou álcool etílico hidratado. O etanol brasileiro é extraído majoritariamente da cana de açúcar e é composto por de 94% de etanol e 6% de água, na base volumétrica, (ANP,2015).

Devido à alta de preços do etanol no Brasil, tanto por fatores ambientais quanto por possibilidade de desabastecimento de combustível durante a entressafra da cana-de-açúcar, novas alternativas têm sido estudadas a fim de incrementar a produção deste combustível, dentre essas, destaca-se produção do etanol a partir do sorgo sacarino, (Embrapa, 2012). O sorgo sacarino pode ser implantado em áreas de reforma de canaviais, uma vez que apresenta um potencial de até 1000 Mg.ha<sup>-1</sup>, por meio de uma cultura totalmente mecanizável, sem a necessidade de equipamentos e

insumos especiais desde o plantio, que é realizado por meio de sementes (5 a 7 kg.ha<sup>-1</sup>), tratos culturais e colheita. O sorgo sacarino apresenta altos rendimentos de etanol (3000 a 6000 L.ha<sup>-1</sup>), (Ferreira, 2015).

A integração das novas tecnologias, dos conceitos de motores e dos combustíveis alternativos deve ser gerenciada e aplicada em todo o mapa de funcionamento do motor com o objetivo de extrair o máximo de benefícios que cada sistema pode oferecer. Diversas estratégias de funcionamento do motor são utilizadas como poderosas ferramentas para a maximização da eficiência global do motor e redução da emissão de gases poluentes.

A estratégia de Empobrecimento da Mistura Ar-Combustível em condições de motor naturalmente aspirado (do inglês, *Lean Combustion Direct Injected Mode – LCDIM*) e com sobrealimentação (*Lean Boosted Direct Injected – LBDI*) visa a redução do trabalho de bombeamento e consecutivamente aumento da eficiência de conversão do combustível do motor. Para condições de aplicação de turbo-compressores, a pressão de sobrealimentação é utilizada como alternativa de manutenção da carga durante o empobrecimento, (Zhao, 2010).

Outra estratégia é a Estratificação da Mistura Ar-Combustível Estequiométrica (do inglês, *Stratified Combustion Spark Ignition Stoichiometric – SCSIS*) ou com empobrecimento (do inglês, *Lean Stratified Combustion Spark Ignition – LSCSI*). Essas estratégias, de modo geral, objetivam uma redução nas perdas por bombeamento, redução das perdas por transferência de calor e aumento na eficiência térmica do motor devido a melhoria nas condições termodinâmicas, (Alkidas, 2007).

A utilização da estratégia de Mistura Homogênea com adição de gases de escape recirculados (do inglês, *Homogeneous Charge Spark Ignited with Exhaust Gas Recirculation – HCSI + EGR*) ou sem a adição de gases de escape (do inglês, *Homogeneous Charge Spark Ignited – HCSI*) visa uma maior estabilidade de combustão, bem como o controle da emissão de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) através da redução da temperatura média dos gases na câmara de combustão, (Alkidas, 2007; Fontana e Galloni, 2009).

Em elevadas cargas de funcionamento do motor, a tendência à detonação e a pré-ignição são maiores. Com intuito de mitigar ou até suprimir tais fenômenos indesejados, aplica-se a estratégia de Estratificação da Mistura para Supressão de Pré-Ignição (do inglês, *Stratified Combustion to Pre-Ignition Supression – SCPIIS*). O

emprego dessa estratégia possibilita o aumento das pressões de sobrealimentação, e a condição de operação do motor em produção de máximo torque (do inglês, *Maximum Brake Torque – MBT*), (Costa *et al.*, 2015).

O desenvolvimento de um motor que contenha todas as tecnologias, que seja um conceito *downsizing*, que opere exclusivamente a etanol e seja calibrado com as estratégias que maximizem sua eficiência e reduzem as emissões de poluentes em todo o mapa de funcionamento, apresenta-se como um grande avanço na área de motores rumo ao cumprimento das exigências impostas pelas agências reguladoras.

## **1.2. Objetivos Gerais**

Este trabalho tem como objetivo caracterizar e analisar as estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo-alimentado para maximização da eficiência. O desempenho do motor operando em cada estratégia é avaliado quanto ao seu consumo específico de combustível, à sua eficiência global e suas emissões específicas de gases na exaustão.

### **1.2.1. Objetivos Específicos**

A fim de alcançar os objetivos gerais, enumera-se os seguintes objetivos específicos:

1. Caracterização de um motor de combustão interna de injeção direta *downsized* movido puramente a etanol;
2. Definição do mapa de funcionamento do motor baseado nas estratégias de controle do motor para maximização da eficiência de conversão do combustível;
3. Desenvolvimento de uma metodologia de calibração do sistema de controle do motor de combustão interna, de forma a quantificar os ganhos obtidos em redução de consumo de combustível e emissões de gases poluentes, através de cada parâmetro calibrado no referido sistema;
4. Determinação do melhor processo de combustão através da análise do desempenho, trocas gasosas, formação de mistura, combustão e

emissões de poluentes, realizadas pelas estratégias de maximização da eficiência global escolhidas.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1. Motores de Combustão Interna**

#### ***2.1.1. Definição e História***

Um motor é um dispositivo que transforma uma forma de energia em outra. Contudo, durante a transformação de uma forma de energia em outra, a eficiência de conversão exerce uma importante função. A maioria dos motores convertem energia térmica em energia mecânica e por isso são chamados de motores térmicos. Os motores térmicos são dispositivos que convertem a energia química contida no combustível em energia térmica e utiliza essa energia térmica para produzir trabalho útil, (Ganesan, 1995).

O propósito de um motor de combustão interna é a produção de potência mecânica a partir da energia química contida no combustível. Nos motores de combustão interna essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro de uma câmara de combustão, (Heywood, 1988).

Os primeiros motores desenvolvidos para uso comercial funcionavam por queima de misturas de ar e gás de carvão à pressão atmosférica. O primeiro motor comercializável desse tipo foi desenvolvido por J.J.E.Lenoir (1822 – 1900). O gás de carvão era introduzido no cilindro na primeira metade do curso do pistão, a mistura então era ignitada por uma centelha e a combustão aumentava a pressão dentro do cilindro, os gases queimados então produziam trabalho sobre o pistão na segunda metade do seu curso. Tais motores apresentavam uma eficiência de conversão de combustível de cerca de 5%. Dentre os motores da época, destaca-se o motor introduzido em 1867 desenvolvido por Nicolaus A. Otto (1832 – 1891) e Eugen Langen (1833 – 1895) que apresentava uma eficiência de conversão de combustível de 11%. Com o objetivo de superar as deficiências desses motores como a baixa eficiência térmica e o peso excessivo do motor, Otto propôs um ciclo de motor com quatro deslocamentos ou quatro tempos do pistão, sendo eles admissão, compressão, expansão e exaustão. O primeiro protótipo de motor de quatro tempos desenvolvido por Otto funcionou em 1876. Em 1884, uma patente francesa não publicada emitida em 1862 por Alphonse Beau de Rochas (1815 – 1893) foi encontrada. Nela continha descrito os princípios de um ciclo de quatro tempos o que trouxe dúvida sobre a

validade da própria patente de Otto. Embora Beau de Rochas tenha escrito os princípios de um ciclo de quatro tempos antes de Nicolaus Otto, nunca construiu um protótipo que validassem suas ideias na prática. Assim, Otto foi considerado o inventor do ciclo dos modernos motores de combustão interna conhecidos atualmente, (Heywood, 1988).

Na década de 1880, através de Gottlieb Daimler (1834 – 1900), o motor de combustão interna apareceu pela primeira vez em automóveis. Também nessa década os motores com ciclo de dois tempos, desenvolvidos por Karl Benz (1844 – 1929), tornaram-se práticos e foram produzidos em larga escala, (Pulkrabek, 1997; Ferguson, 2015).

Em 1897, Rudolph Diesel (1858 – 1913), um engenheiro alemão, desenvolveu o primeiro motor de quatro tempos usando injeção direta de combustível líquido dentro da câmara de combustão. A alta razão de compressão do motor resultou na autoignição e combustão da mistura ar-combustível. Diesel desenvolveu seus motores seguindo o mais próximo possível os princípios termodinâmicos de Carnot. Consequentemente, seu objetivo inicial era ter uma combustão a temperatura constante, contudo, isso não foi realizado na prática, e ele adotou a estratégia de uma combustão a pressão constante, (Ferguson, 2015).

Os dois principais ciclos atualmente utilizados em motores de combustão interna são chamados de ciclo Otto e ciclo Diesel, nomes atribuídos aos seus respectivos idealizadores. A distinção entre esses dois tipos de motores é feita pelo processo de combustão. O ciclo Otto é caracterizado por uma combustão a volume constante e o ciclo Diesel é caracterizado por uma combustão a pressão constante. Essa caracterização difícil de ser evidenciada nos motores atuais. Alternativamente, a classificação pela forma como se dá a ignição da mistura seria menos ambígua, sendo produzida por centelha no primeiro caso, ou se espontânea no segundo. Essa classificação também é deficiente. Existem motores de ignição espontânea quando operando com diesel, porém necessitam da assistência de uma vela de centelha ou incandescente quando operando com combustíveis menos apropriados para esse tipo de operação. A melhor classificação entre os motores é pelo regime dominante de propagação da chama, se do tipo pré-misturado ou do tipo por difusão. Em regimes de propagação da chama pré-misturada é possível a utilização de todo ar presente na câmara de combustão. Para esse regime a combustão ocorre rapidamente, sendo,

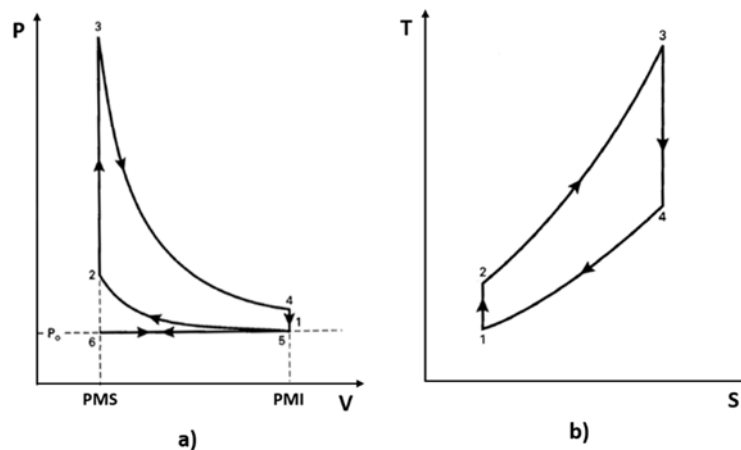


portanto possível atingir potências específicas muito altas. Em regimes de propagação da chama por difusão, a eficiência térmica aumenta com a redução da carga do motor, não havendo problemas de combustão anômala com o aumento do nível de turboalimentação. Portanto, as classificações dos motores quanto aos ciclos de funcionamento, se Otto ou Diesel, podem ser consideradas mais como referências no entendimento da operação de motores de combustão interna, (Baêta, 2006).

### 2.1.2. Ciclo Otto ideal

Os motores de ignição por centelha tem como ciclo termodinâmico básico de referência o ciclo Otto. O ciclo Otto, caracterizado principalmente pela combustão a volume constante, consiste em seis fases distintas. A análise do ciclo ideal é realizada considerando-se que somente o ar, comportando-se como gás ideal, é admitido para dentro do cilindro. A Figura 1 mostra o diagrama da pressão pelo volume, PV, e da temperatura pela entropia, TS, bem como as fases do ciclo Otto composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

**Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal**



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (1997)

As fases do ciclo Otto são classificadas como:

0 → 1 – Admissão adiabática: ar é introduzido para o cilindro a pressão constante.

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = P_0 \cdot (v_1 - v_0) \quad (2)$$

1 → 2 – Compressão isentrópica: ar no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do ponto morto inferior, PMI, para o ponto morto superior, PMS.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (3)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = C_v \cdot (T_1 - T_2) \quad (4)$$

2 → 3 – Adição de calor a volume constante: calor é fornecido ao ciclo por meio da combustão.

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_{in} = C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (6)$$

3 → 4 – Expansão isentrópica: o pistão desloca do PMS para o PMI produzindo trabalho.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (7)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = C_v \cdot (T_3 - T_4) \quad (8)$$

4 → 1 – Exaustão a volume constante: o calor não aproveitado é rejeitado para a fonte fria.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_{out} = C_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (9)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (10)$$

1 → 0 – Exaustão a pressão constante: os gases resultantes da queima são expulsos com o deslocamento do pistão do PMI para o PMS.

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (11)$$

$$w_{1\rightarrow 0} = P_0 \cdot (v_0 - v_1) \quad (12)$$

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho, ou trabalho de bombeamento, é nulo, ou seja:

$$w_{0\rightarrow 1} + w_{1\rightarrow 0} = P_0 \cdot (v_0 - v_1) + P_0 \cdot (v_0 - v_1) = 0 \quad (13)$$

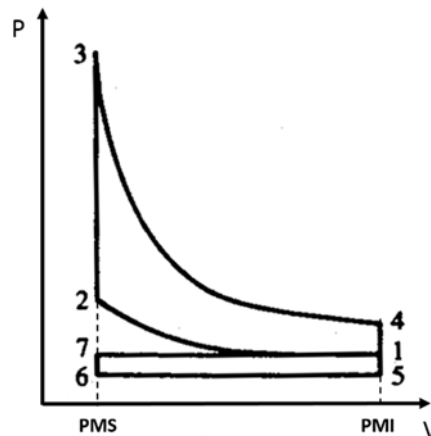
Nos motores de combustão interna que são equipados com turbo-compressores, a entalpia contida nos gases de descarga, que em motores naturalmente aspirados é desperdiçada, é reaproveitada na turbina onde os gases de exaustão são expandidos gerando trabalho. O compressor, acoplado a turbina por meio de um eixo, utiliza esse trabalho para comprimir o ar de entrada no motor, possibilitando aumentar a massa de mistura admitida e conseqüentemente gerar um aumento de potência.

Considerando o turbo-compressor em plena operação, parte do trabalho de compressão é realizado no compressor e parte do trabalho de expansão na turbina. Com isso, tanto a razão de compressão como a razão de expansão efetiva seriam maiores que nos motores naturalmente aspirados, logo, cria-se a expectativa de uma maior eficiência térmica, o que não obrigatoriamente ocorre. Perdas nos sistemas de admissão e exaustão reduzem o trabalho útil e as eficiências de compressão e exaustão são significativamente menores que um. O aumento da eficiência térmica está diretamente relacionado com o nível de aproveitamento da energia da exaustão que de outra forma é totalmente desperdiçada. Se durante a exaustão o motor e o turbo-compressor estão ligados termodinamicamente e a energia utilizada para acionar a turbina é, essencialmente, o trabalho de bombeamento realizado pelo pistão, o turbo-compressor produziria perda, não um ganho de eficiência, (Baêta, 2006).

A Figura 2 apresenta o diagrama PV para motores equipados com turbo-compressores. O diagrama mostra a diferença da pressão da admissão em relação a pressão na exaustão. No diagrama a exaustão a volume constante é representada pelos índices 4 a 5, a exaustão à pressão constante é representada pelos índices de 5 a 6, a admissão à volume constante é representada pelos índices 6 a 7 e a admissão à pressão constante pelos índices de 7 a 1. O aproveitamento da energia dos gases

de escape resulta no aumento da eficiência térmica do ciclo comparado a um ciclo de um motor naturalmente aspirado, como pode ser visto pelo acréscimo da área 1-5-6-7 além do crescimento das pressões ao longo de todo o ciclo, que contribuem para o aumento da área 1-2-3-4.

**Figura 2 – Diagrama PV ideal para motores turboalimentados**



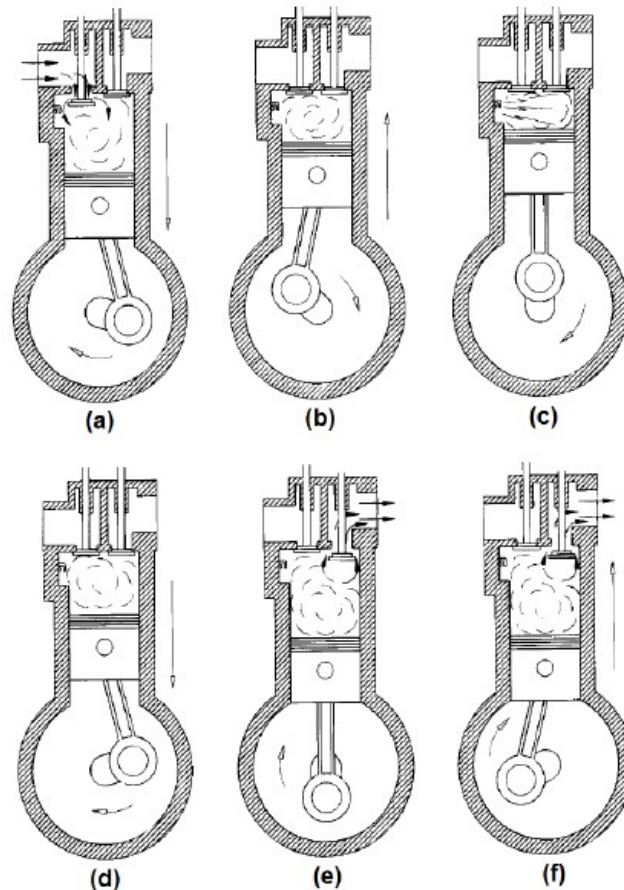
Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

O trabalho indicado gerado pelo pistão considerando apenas compressão e exaustão apenas é chamado de Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*). O trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*), (Heywood, 1988). Refere-se como parâmetros Indicados, (do inglês, *Indicated*), tudo o que é mensurado dentro do cilindro do motor. O nome “indicado” se origina do uso de um cartão indicador “*indicator card*” para plotar a pressão mensurada por volume deslocado, (Ferguson, 2015). Os parâmetros mensurados diretamente no eixo virabrequim do motor referem-se como parâmetros de eixo. O nome se origina do freio “*brake*” exercido pelo dinamômetro usado para mensurar o torque produzido pelo eixo virabrequim do motor, (Ferguson, 2015).

### **2.1.3. Ciclo Real para Motores de Ignição por Centelha**

Os processos reais de transformação do fluido dentro da câmara de combustão de um motor de quatro tempos de ignição por centelha são apresentados na Figura 3.

**Figura 3 – Os seis processos do ciclo real para MCI de ignição por centelha**



**Fonte: PULKRABEK (1997)**

Primeiro tempo (a) – Admissão: O pistão se desloca do PMS até o PMI com a válvula de admissão aberta e a válvula de descarga fechada. Esse movimento do pistão aumenta o volume interno do cilindro o que propicia uma queda de pressão, a diferença de pressão resultante entre o sistema de admissão e o cilindro faz com que o ar ou a mistura ar-combustível seja aspirada para o interior do cilindro. A dosagem do combustível para o processo de formação da mistura é realizada pelos eletroinjetores, que pode acontecer tanto nos condutos de admissão (injeção indireta) quanto no interior do cilindro (injeção direta).

Segundo tempo (b) – Compressão: O pistão ao atingir o PMI, inicia-se o processo de compressão. A válvula de admissão se fecha alguns graus após o PMI, de forma a aproveitar a inércia do fluxo de admissão aumentando o enchimento do cilindro, após o fechamento da válvula de admissão o pistão atinge o PMS com todas

as válvulas fechadas. A mistura é comprimida, elevando a pressão e a temperatura no interior do cilindro.

Ignição (c): Próximo ao final da compressão, a vela de ignição fornece a centelha e a combustão é iniciada. A máxima eficiência de combustão em motores a gasolina é atingida quando o avanço de ignição é ajustado tipicamente para valores entre 10 a 40 graus antes do ponto morto superior, APMS, (Baêta, 2006).

Terceiro tempo (d) – Combustão e expansão: A combustão ocorre num pequeno intervalo de tempo com o pistão próximo ao PMS. Ela se inicia próximo ao final da compressão e termina no início da expansão. A combustão altera a composição da mistura ar-combustível para os produtos de combustão e eleva a temperatura e a pressão do fluido no cilindro. Aproximadamente 10 graus depois do ponto morto superior, DPMS, metade da combustão já ocorreu e se completa cerca de 30 a 40 graus DPMS, (Heywood, 1988).

Com as válvulas fechadas, a alta pressão criada pela combustão empurra o pistão até o PMI, produzindo o trabalho do ciclo do motor e diminuindo a pressão e a temperatura dentro do cilindro antes do pistão atingir o PMI.

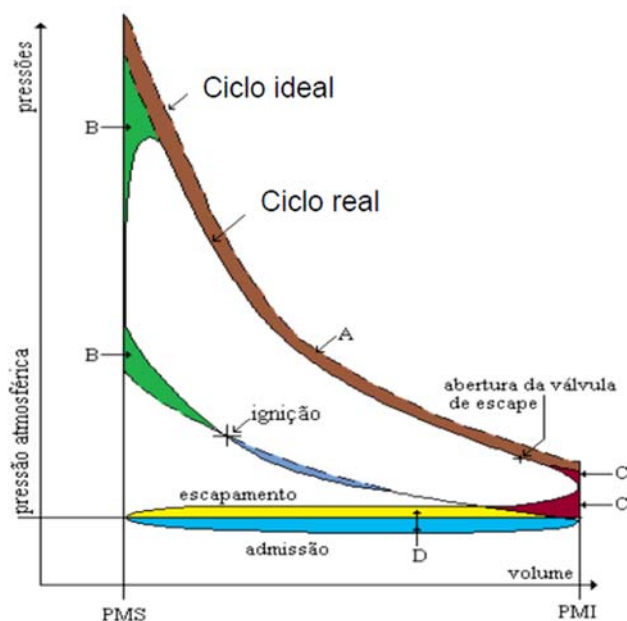
Abertura antecipada da válvula de descarga ou *blowdown* (e): Ao final da expansão, a válvula de descarga é aberta e ocorre o início da exaustão. A temperatura e a pressão do fluido no cilindro ainda são altas em relação ao coletor de escapamento, desse modo, a diferença de pressão entre o interior do cilindro e o sistema de exaustão faz com que os gases de descarga sejam expelidos do cilindro quando o pistão está perto do PMI, reduzindo o trabalho de bombeamento. Esses gases de escape ainda possuem alta entalpia, o que reduz a eficiência do ciclo térmico, (Baêta, 2006).

Quarto tempo (f): O pistão ao atingir o PMI, no cilindro ainda contém os gases resultantes da combustão, aproximadamente, à pressão do coletor de escapamento. Como a válvula de descarga permanece aberta e o pistão desloca-se do PMI para o PMS, a maioria dos gases de exaustão remanescentes é expelida, deixando somente o volume da câmara de combustão ocupado por esses gases. No final da exaustão, a válvula de admissão começa a se abrir e a válvula de descarga a se fechar. Este período em que as duas válvulas estão abertas ao mesmo tempo, chamado de cruzamento de válvulas ou *overlap*, ajuda a trocar os gases remanescentes da

combustão por mistura fresca. Ao final da exaustão, o ciclo se reinicia, (Pulkrabek, 1997).

A Figura 4 ilustra o diagrama PV real de um motor naturalmente aspirado com o diagrama PV do ciclo ideal. A região A refere-se à perda no processo de expansão, já que há a variação nas propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em função das alterações de temperatura e das reações químicas que se processam. Pode-se observar que devido a combustão não acontecer a volume constante, há uma alteração da curva de pressão característica do motor, sendo as perdas em relação ao ciclo ideal indicadas pela região B do diagrama. A região C indica as perdas no processo inicial de rejeição de calor, devido a abertura antecipada da válvula de escape o trabalho que os gases realizariam até a chegada do pistão ao PMI é desperdiçado, porém, a saída dos gases em alta pressão contribuem para a redução do trabalho de bombeamento. As perdas por bombeamento são indicadas pela região D, devido a admissão e a exaustão não ocorrerem a mesma pressão no ciclo real do motor.

**Figura 4 – Comparação ciclo real com o ciclo ideal do MCI naturalmente aspirado**

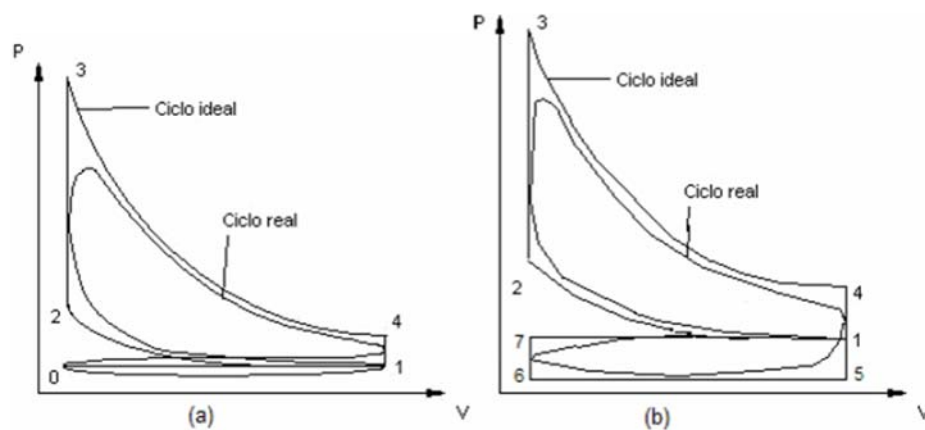


Fonte: TEIXEIRA (2015)

Em motores equipados com turbo-compressores, com pressão de admissão acima da pressão atmosférica, pode-se aumentar a massa de combustível admitida

durante o ciclo resultando no aumento do trabalho indicado. Maiores pressões de admissão elevam todas as pressões ao longo do ciclo, e maior calor é fornecido ao sistema durante a combustão. Contudo, crescem também as temperaturas, o que torna necessário a adoção de um trocador de calor após o compressor para abaixar a temperatura do ar de admissão e evitar detonação, (Pulkrabek, 1997). A Figura 5 mostra a comparação entre os ciclos ideal e real em um motor naturalmente aspirado a) e em um motor turboalimentado b).

**Figura 5 – (a) Diagrama PV ciclo aspirado e (b) Diagrama PV ciclo turboalimentado**



Fonte: BAETA (2006)

#### **2.1.4. Razão de Compressão e Números de Octanos**

A razão volumétrica de compressão é definida como a razão entre os volumes do motor quando o pistão está no PMI e no PMS. Este parâmetro é uma característica construtiva do motor que tem grande influência na sua eficiência térmica. O volume do cilindro quando o pistão está no PMS é o volume da câmara de combustão ou volume morto e o volume do cilindro quando o pistão está no PMI é o volume da câmara de combustão somado ao volume deslocado chamado de volume interno. O volume deslocado é considerado aquele descrito pelo pistão quando o mesmo se desloca do PMS para o PMI.

A razão volumétrica de compressão pode ser calculada pela equação:

$$r_c = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (14)$$



Onde  $V_c$  é o volume da câmara de combustão [ $m^3$ ] e  $V_d$  é o volume deslocado [ $m^3$ ].

Nota-se, através da Equação 14, que se for reduzido o volume da câmara de combustão e mantido o volume deslocado, aumenta-se a razão volumétrica de compressão. Essa redução do volume da câmara de combustão pode ser feita com a simples adição de material na parte superior do pistão. Contudo, esse acréscimo de material acarretará no aumento da pressão motorizada, devido a alteração na inércia do pistão e aumento da razão volumétrica de compressão. A pressão motorizada é definida como sendo a pressão, de valor constante, que age contra ao movimento do pistão durante a expansão e produz as mesmas perdas que as produzidas pelo atrito do motor somada as perdas ocasionadas pelo bombeamento do gases de admissão e exaustão e as provenientes dos sistemas auxiliares, (Baêta, 2006).

Segundo (Heywood, 1988), uma medida prática da resistência de um combustível a autoignição é o número de octanos ou octanagem do combustível. O número de octanos descreve o comportamento de determinado combustível em relação a autoignição. A octanagem é calculada por métodos práticos que relacionam a mistura de n-heptano, considerando-o como referência de número de octanos igual a zero, e isoctano, considerando o seu número de octanos igual a 100, (Baêta, 2006).

### **2.1.5. Eficiência Volumétrica**

Os componentes do sistema de admissão de ar do motor composto pelo filtro de ar, trocadores de calor, corpo de borboleta, coletor, pörtico e válvulas restringem a quantidade de ar que um motor de um determinado volume deslocado consegue admitir. O parâmetro usado para mensurar a efetividade de um motor no processo de admissão é chamado de eficiência volumétrica, (Heywood, 1988).

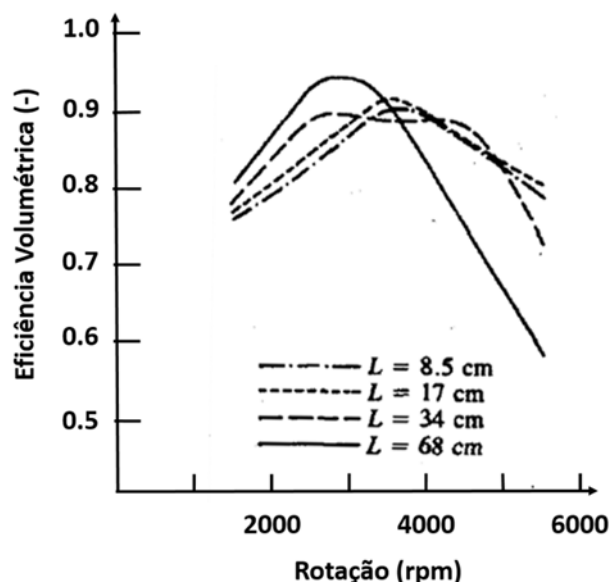
A eficiência volumétrica é definida como a razão da massa de ar real introduzida no cilindro e a massa de ar de referência, que corresponde ao completo preenchimento do cilindro a uma dada condição de pressão e temperatura:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V_d} = \frac{1,2 \times 10^5 \cdot \dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_d \cdot N} \quad (15)$$

Onde  $m_a$  e  $\dot{m}_a$  são a massa de ar real [kg] e a vazão mássica de ar real [kg/s] fornecida ao motor, respectivamente,  $\rho_a$  é a massa específica do ar [kg/m<sup>3</sup>] e  $N$  é a velocidade de rotação do motor [rpm].

No sistema de admissão, a perda de carga é um fator primário para a eficiência volumétrica do motor. Em geral, as válvulas são os componentes mais críticos em relação a perda de carga, uma vez que existem limitações mecânicas e de tamanho ao longo do processo de abertura e fechamento. Uma vez que as perdas de carga sejam moderadas, um segundo fator relevante é a dinâmica dos gases, associada as ondas de pressão causadas pelo movimento alternativo das válvulas e do pistão. Modificações na geometria dos dutos podem ajustar a frequência de ressonância do sistema para uma faixa desejada, podendo gerar uma substancial alteração da quantidade de ar admitido em função da sincronização dos pulsos de pressão com o fechamento da válvula. A Figura 6 ilustra a influência do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica.

**Figura 6 – Efeito do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

A transferência de calor por convecção na admissão também pode afetar significativamente a eficiência volumétrica do motor, principalmente em motores equipados com injeção indireta de combustível, especialmente em baixas rotações

onde o filme fluido é formado. Por um lado, o combustível depositado na parede do coletor aumenta a transferência de calor para a mistura, por outro o combustível vaporizado utilizando a entalpia do ar, dependendo do seu calor latente de vaporização, pode produzir uma mistura mais densa que o ar original, resultando numa maior admissão de ar, (Baêta, 2006).

Em sistemas de injeção direta, devido a injeção de combustível ser diretamente dentro do cilindro e evitar o contato do combustível com as paredes dos componentes do motor, todo o calor latente de vaporização do combustível é utilizado para o resfriamento do ar, ao contrário do que acontece em sistemas de injeção indireta, em que parte do calor latente de vaporização do combustível é transferido para as paredes do coletor de admissão ou válvulas. Como resultado do melhor aproveitamento do calor latente de vaporização do combustível, os motores equipados com injeção direta apresentam um aumento na eficiência volumétrica. A modificação do sistema de injeção de combustível de injeção indireta para injeção direta, em condições estequiométricas para gasolina, pode levar a um aumento de até 9% na eficiência volumétrica, (Wyszynski *et al.*, 2002).

As variáveis que influenciam a eficiência volumétrica podem ser distribuídas em sete grupos:

1. Tipo de combustível, razão ar-combustível, fração do combustível vaporizado no coletor de admissão e calor latente de vaporização;
2. Temperatura da mistura definida pela transferência de calor;
3. Maximização da troca de calor entre o combustível e o ar, minimizando o contato do combustível com partes metálicas do motor;
4. Razão de pressões entre a descarga e a admissão,
5. Razão volumétrica de compressão;
6. Rotação do motor;
7. Geometria dos dutos de admissão, descarga e pórticos;
8. Geometria das válvulas e do comando de válvulas.

Os itens citados em 1, 2 e 3 referenciam capacidade de remoção do calor do ar por parte do combustível. Quanto maior for essa capacidade, maior será a massa específica da mistura e, conseqüentemente, maior será a eficiência volumétrica do

motor. Os parâmetros dos itens 4 e 5 estabelecem a quantidade de mistura que entra no cilindro e a quantidade de gases queimados remanescentes no mesmo, logo, a modificação desses parâmetros afeta a eficiência volumétrica. Os itens 6 a 8 estão relacionados ao escoamento da mistura ao longo dos dutos de admissão e descarga. Nestes casos, os gradientes de pressão, que podem gerar fluxo reverso, o diagrama de válvulas, que determina o aproveitamento dos efeitos de inércia através do adiantamento e retardo da abertura das válvulas (efeito RAM) e o dimensionamento dos componentes através dos quais a mistura escoar, afetam a eficiência volumétrica, (Rodrigues Filho, 2014).

Os motores equipados com turbo-compressores podem obter massa específica do ar admitido pelo cilindro acima da densidade ambiente. Como a referência para a eficiência volumétrica é o enchimento total do cilindro, baseado nas condições atmosféricas, valores superiores a 100% para motores turboalimentados são encontrados quando as pressões de admissão, após a válvula borboleta, superam a pressão atmosférica, (Baêta, 2006).

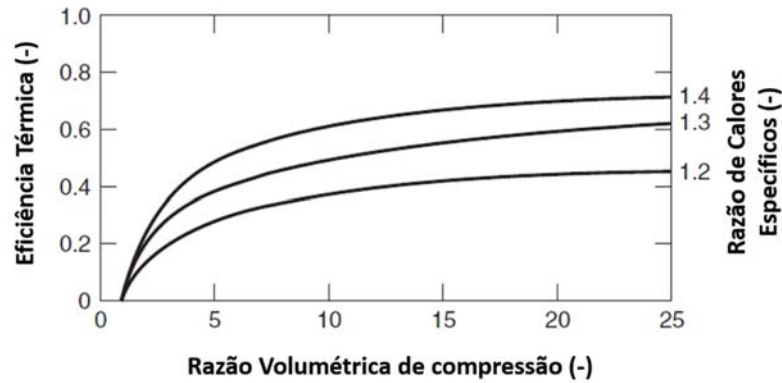
### **2.1.6. Eficiência Térmica do Ciclo Otto**

A eficiência Térmica de um motor pode ser definida como a razão entre a potência produzida e o calor produzido pela combustão. Calcula-se a eficiência térmica de um motor que opera segundo o ciclo termodinâmico pela Equação 16:

$$\eta_t = \left[ 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right]_{ideal} = \left[ \frac{P}{Q_t} \right]_{real} \quad (16)$$

A eficiência térmica do ciclo Otto, portanto, é função da razão volumétrica de compressão,  $r_c$  e da razão dos calores específicos ou expoente politrópico,  $\gamma$ . O aumento, tanto da razão volumétrica de compressão quanto da razão entre os calores específicos, resulta no aumento da eficiência térmica do motor, (Giacosa, 1988). A Figura 7 ilustra a influência da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos na eficiência térmica.

**Figura 7 – Influência das razões  $r_c$  e  $\gamma$  na eficiência térmica**



Fonte: Adaptado de FERGUSON (2015)

### 2.1.7. Eficiência de Combustão

O tempo disponível para o processo de combustão de um motor é muito curto, inexistindo tempo hábil para que toda molécula de combustível possa colidir com uma molécula de oxigênio e reagir quimicamente com a mesma. Destaca-se também que menores temperaturas próximas da parede do cilindro ou no final do tempo de expansão podem promover a extinção da chama antes que todo combustível seja oxidado. Conseqüentemente, uma pequena fração de combustível não reage e é expelido com os gases de escape. A eficiência de combustão é estabelecida para contabilizar a fração de combustível que entra em combustão. Valores típicos de eficiência de combustão, quando o motor está operando corretamente, estão num range de 95 a 98%, (Pulkrabek, 1997).

Segundo (Heywood, 1988), a eficiência de combustão é definida como a razão entre a energia liberada no processo de combustão e a energia fornecida ao motor, podendo ser obtida a partir da Equação 17:

$$\eta_c = \frac{PCI_c - H_{NO_2} \cdot [NO_x] - H_{CO} \cdot [CO] - PCI_c \cdot [THC]}{PCI_c} \quad (17)$$

Onde  $PCI_c$  é o poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg],  $H_{NO_2}$  é a entalpia de formação do  $NO_2$ ,  $[NO_x]$  é a concentração de  $NO_2$ ,  $H_{CO}$  é a entalpia de formação do CO,  $[CO]$  é a concentração de CO e  $[THC]$  é a concentração de THC.

### 2.1.8. Eficiência de Conversão de Combustível

A eficiência de conversão de combustível é definida como a razão do trabalho produzido por ciclo e a quantidade de energia fornecida ao motor pelo combustível que pode ser liberada no processo de combustão. A energia disponível no combustível para o processo de combustão é dada pelo produto da sua massa pelo seu poder calorífico inferior, PCI. O poder calorífico inferior do combustível define seu conteúdo energético, (Heywood, 1988). Dessa forma eficiência de conversão de combustível pode ser calculada por:

$$\eta_{cc} = \frac{W_c}{m_c \cdot PCI_c} = \frac{(P \cdot n_R / N)}{(\dot{m}_c \cdot n_R / N) \cdot PCI_c} = \frac{P}{\dot{m}_c \cdot PCI_c} \quad (18)$$

Onde  $W_c$  é o trabalho produzido [kJ],  $m_c$  é a massa de combustível fornecida por ciclo,  $P$  é potência produzida [kW],  $N$  é a frequência de rotação do motor [rps],  $\dot{m}_c$  é a vazão mássica de combustível [kg/s] e  $n_R$  é o número de revoluções do virabrequim para cada ciclo completo, logo,  $n_R = 2$  para motores quatro tempos e  $n_R = 1$  para motores dois tempos.

Alternativamente, a eficiência de conversão de combustível é calculada relação ao consumo específico de combustível, (do inglês, *Specific Fuel Consumption* - SFC). O consumo específico de combustível é definido como a razão da vazão mássica de combustível e por unidade de potência produzida, indicando o quão eficiente o motor está utilizando o combustível fornecido para produzir trabalho, (Heywood, 1988). Calcula-se o consumo específico de combustível por:

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad (19)$$

Substituindo, a Equação 19 na Equação 18 tem-se:

$$\eta_{cc} = \frac{1}{sfc \cdot PCI_c} \quad (20)$$

### 2.1.9. Fator de Correção para Potência do Motor

Conforme a norma de ensaios de motores NBR 1585 (ABNT, 1996), para condições atmosféricas diferentes das definidas pela norma, os valores de potência devem ser corrigidos para as condições de referência. A potência e o torque corrigidos são dados por:

$$P_{Ref} = \alpha_c \cdot P \quad (21)$$

Onde  $P_{Ref}$  é o valor da potência nas condições de referência [kW] e  $\alpha_c$  é o fator de correção.

O fator de correção pode ser calculado pela Equação 22, obtida diretamente na norma NBR 1585(ABNT, 1996):

$$\alpha_c = \left(\frac{P_{so}}{P_s}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T_{ar}}{T_o}\right)^{0,6} \quad (22)$$

Onde  $P_{so}$  é a pressão seca do ambiente [kPa],  $T_{ar}$  a temperatura do ar aspirado do ambiente pelo motor em [°C],  $P_s$  e  $T_o$  a pressão seca e a temperatura de referência nas mesmas unidades.

A pressão seca,  $P_s$ , é determinada pela norma NBR 5484 (1985):

$$P_s = P_{atm} - \left[ \left(\frac{U_r}{100}\right) \cdot \left(\frac{e^{\left(\frac{-5345,5}{T_{ar}+273}+21,106\right)}}{7,5}\right) \right] \quad (23)$$

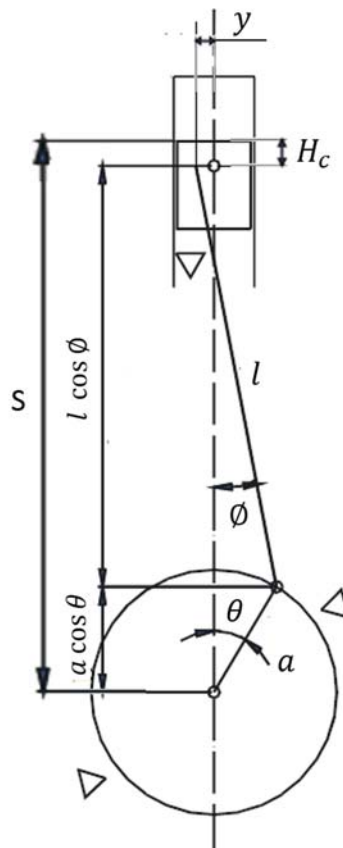
Sendo  $P_{atm}$  é a pressão atmosférica [kPa] e  $U_r$  é a umidade relativa do ar [%].

A norma NBR 1585 (ABNT, 1996) não diferencia a correção aplicada a motores naturalmente aspirados de motores turboalimentados. Sabe-se que através do acionamento da válvula *wastegate*, aplicada a alguns motores turboalimentados, controla-se a pressão de sobrealimentação. Assim, se entende que não seria correto aplicar o fator de correção em motores turboalimentados, uma vez que a pressão máxima de sobrealimentação não varia em função da altitude. Contudo, a temperatura atmosférica influencia os resultados e deveria ser corrigida também para os motores turboalimentados, (Baêta, 2006).

### 2.1.10. Sistema Biela – Manivela e Parâmetros Importantes

Os parâmetros geométricos de um motor são essenciais para o aprimoramento do projeto, do desempenho na faixa de operação, dos custos iniciais do motor e de sua instalação, da durabilidade, confiabilidade e dos custos de operação, (Baêta, 2006). A Figura 8 ilustra as principais dimensões geométricas do motor para a determinação das propriedades mais importantes do mesmo.

**Figura 8 – Sistema biela-manivela do motor**



Fonte: próprio autor

Na Figura 8,  $S$  [m] representa o deslocamento do pistão,  $a$  [m] é o braço do virabrequim,  $l$  [m] é a distância entre centros da biela,  $y$  [m] é o deslocamento lateral do pino do pistão e  $H_c$  [m] é a altura de compressão. Da Figura 8 obtém-se:

$$S = a \cos \theta + l \cos \phi \quad (24)$$



$$a \sin \theta = l \sin \phi - y \quad (25)$$

$$\sin^2 \phi + \cos^2 \phi = 1 \quad (26)$$

Conforme (Barros, 2003), o deslocamento  $S$  [m], a velocidade instantânea,  $v_p$  [m/s], e a aceleração,  $a_p$  [m], do pistão são dados por:

$$S = a \left[ \cos \theta + \frac{l}{a} \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)^2} \right] \quad (27)$$

$$v_p = \frac{dS}{dt} = -\omega \cdot a \cdot \left[ \sin \theta + \frac{\cos \theta \cdot \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)}{\sqrt{1 - \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)^2}} \right] \quad (28)$$

$$a_p = \frac{d^2S}{dt^2} = -\omega^2 \cdot a \cdot \left\{ \cos \theta + \frac{\frac{a}{l} \cdot \cos^2 \theta \cdot \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)}{\left[ 1 - \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)^2 \right]^{2/3}} + \frac{\frac{a}{l} \cdot \cos^2 \theta - \sin \theta \cdot \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)}{\sqrt{1 - \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)^2}} \right\} - \omega^2 \cdot a \cdot \left[ \sin \theta + \frac{\cos \theta \cdot \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)}{\sqrt{1 - \left( \frac{a}{l} \cdot \sin \theta + \frac{y}{l} \right)^2}} \right] \quad (29)$$

Onde  $\omega$  representa a velocidade angular do motor [rad/s].

A razão entre o comprimento da biela e o braço do virabrequim,  $R$ , constitui um parâmetro importante para dimensionamento e as condições de operação do motor. Segundo (Heywood, 1988), valores típicos de  $R$ , se tratando de motores de ignição por centelha pequenos e médios, devem estar compreendidos entre 3 e 4.

O curso do pistão  $L$  [m] é igual a duas vezes o braço do virabrequim,  $a$  [m]:

$$L = 2a \quad (30)$$

Calcula-se o volume deslocado  $V_d$  [m<sup>3</sup>], em função do curso  $L$  [m] e do diâmetro do cilindro  $B$  [m], sendo dado por:

$$V_d = \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot L \quad (31)$$

O volume interno  $V_i$  [m<sup>3</sup>] do cilindro em função do curso do pistão e do volume da câmara de combustão é calculado por:

$$V_i = V_c + \frac{\pi \cdot B^2}{4} \cdot L \quad (32)$$

A relação entre o diâmetro e o curso do pistão é também um importante parâmetro da geometria do motor. Por meio dessa relação, pode-se correlacionar o tamanho da câmara de combustão com a faixa de velocidade desenvolvida pelo pistão e conseqüentemente o impacto na eficiência térmica da câmara de combustão e no atrito do movimento alternativo, (Baêta, 2006). A relação entre o diâmetro e o curso do pistão é dada por:

$$R_{BL} = \frac{B}{L} \quad (33)$$

Um motor com  $B = L$  frequentemente é chamado de motor quadrado, se o curso do pistão for maior que o diâmetro do cilindro o motor é chamado de sub - quadrado, e se o curso do pistão for menor que o diâmetro do cilindro o motor é chamado de super – quadrado. Valores típicos dessa relação, para motores pequenos, varia entre 0,8 e 1,2, (Pulkrabek, 1997).

Frequentemente, a velocidade média do pistão é um parâmetro mais apropriado que a velocidade rotacional do virabrequim pra correlacionar o comportamento do motor como função da velocidade. As velocidades de fluxo dos gases no sistema de admissão e no cilindro, por exemplo, são obtidos em escala com a velocidade média do pistão, (Heywood, 1988). A velocidade média do pistão é dada por:

$$\bar{S}_p = 2 \cdot L \cdot N \quad (34)$$

Enquanto o torque é um importante parâmetro para avaliar a capacidade de um motor realizar trabalho, uma medida mais útil relativa ao desempenho de um motor,

obtida pela razão do trabalho produzido por ciclo pelo volume deslocado por ciclo, é a pressão média efetiva ou *PME*, (Heywood, 1988).

A *PME* é um parâmetro muito útil já que ela considera o efeito do tamanho do motor, o que torna possível a comparação de desempenho de motores de tamanhos diferentes, (Ferguson, 2015). A medida em que a pressão no coletor de admissão cresce a *PME* também cresce, (Ganesan, 1995).

A *PME* representa uma pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase expansão para que fosse gerado o mesmo torque médio. Dividindo-se a pressão máxima do ciclo pela pressão média efetiva indicada ou *PMEI* obtém-se um parâmetro da qualidade da pressão ao longo de todo o ciclo, (Baêta, 2006).

O cálculo da *PME* é dado por:

$$PME = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_R \cdot T}{V_d} \quad (35)$$

Onde *T* é torque efetivo produzido no virabrequim pelo motor [N.m].

Uma porção da potência bruta produzida no cilindro é usada para admitir mistura fresca e expelir os gases de combustão. Outra fração da potência produzida é usada para superar o atrito dos rolamentos, pistões, e outros componentes mecânicos do motor e para acionar os demais acessórios do motor. Todas as requisições de potência são agrupados juntos e chamados potência de atrito, (Heywood, 1988). Analogamente a diferença entre a *PMEI* e *PME* é conhecida como pressão de atrito ou simplesmente pressão média motorizada,  $\bar{P}_{MM}$ , (Baêta, 2006) dada por:

$$\bar{P}_{MM} = PMEI - PME \quad (36)$$

Existem outros métodos de cálculo para estimar a pressão de atrito, dentre eles os mais conhecidos são:

Método da desaceleração: consiste em cortar a alimentação do motor após ele estar estabilizado em uma rotação e então, a partir da desaceleração do motor, a  $\bar{P}_{MM}$  é determinada usando os momentos de inércia das massas em movimento, (Baêta, 2006).

Método do corte de combustível: consiste em cortar a alimentação de um dos cilindros de um motor multicilindro e então o pistão desse cilindro passa a ser movimentado pelos demais. A diferença da potência efetiva do motor antes e depois do corte da alimentação determina a perda por atrito, (Baêta, 2006).

Método motorizado: o motor sem alimentação é tracionado por outro motor. A potência motorizada requerida para movimentar o motor é considerada como a perda causada por atrito, (Baêta, 2006).

A eficiência mecânica é determinada pela razão entre  $PME$  e  $PMEI$ . A partir dessa relação fica evidente que em condições de baixas cargas a eficiência mecânica diminui devido a uma maior contribuição da parcela de atrito durante essa condição de funcionamento. Na medida que a carga é elevada, a eficiência mecânica aumenta sobremaneira: como o aumento da carga aplicada ao motor, a potência indicada aumenta em uma proporção maior que a potência de atrito, resultando em uma redução no consumo específico de combustível, (Baêta, 2006). Como a carga aplicada ao motor é controlada pelo corpo de borboleta, a eficiência mecânica diminui eventualmente a zero em condições de marcha lenta, (Heywood, 1988).

## **2.2. Combustão**

Combustão é uma reação química na qual certos elementos do combustível como o hidrogênio e o carbono combinam com o oxigênio liberando energia em forma de calor e causando um aumento na temperatura dos gases, (Ganesan, 1995).

### **2.2.1. Combustão em Motores de Ignição por Centelha**

Em motores convencionais de ignição por centelha, a chama é iniciada quando uma pequena parte da mistura ar-combustível reage ao entrar em contato com a centelha elétrica cuja a temperatura varia entre 3000 e 6000°C, e se propaga através da câmara de combustão de maneira progressiva e com velocidade controlada, (Baêta, 2006; Rodrigues Filho, 2014). Devido a duração da combustão ser finita, o processo de combustão é iniciado antes do  $PMS$ , próximo ao final da compressão. Caso a ignição seja muito adiantada, haverá um grande aumento da pressão e temperatura devido ao aumento do trabalho de compressão, que contribui para a redução do trabalho líquido do ciclo além de transferência de calor e atrito excessivos.

Por outro lado, se a ignição for muito atrasada, o aumento de pressão será tardio, reduzindo o trabalho de expansão e transferindo mais calor para a descarga, podendo danificar componentes do motor, (Baêta, 2006).

Para uma combustão eficiente, a velocidade de propagação da frente de chama dentro do cilindro é um parâmetro crítico. Os dois fatores importantes que determinam a velocidade da frente de chama ao longo da câmara de combustão é a taxa de reação e a taxa de transposição. A taxa de reação é o resultado de um processo puramente químico no qual a chama se alimenta da mistura ar-combustível não queimada durante sua propagação. A taxa de transposição é devido ao movimento da frente de chama relativo as paredes do cilindro e também resultado da diferença de pressão estabelecida entre os gases queimados e não queimados na câmara de combustão, (Ganesan, 1995).

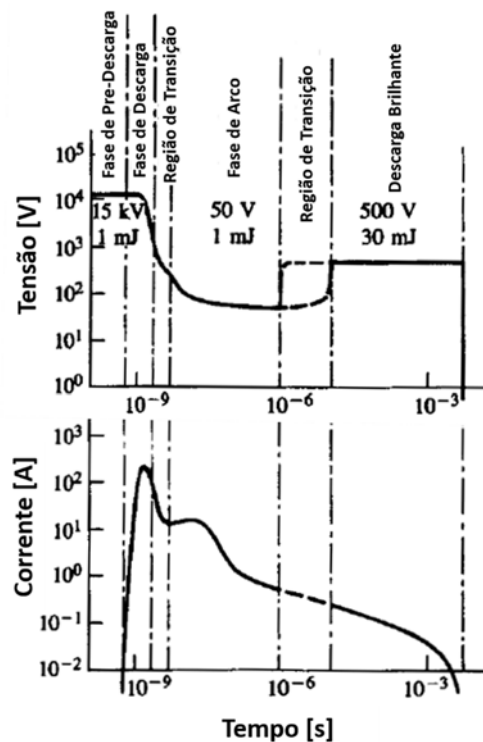
O processo de combustão pode ser dividido em quatro estágios principais, como 1) centelha e início da chama, 2) desenvolvimento inicial do *Kernel*, 3) propagação da chama turbulenta, sendo esse o principal estágio da combustão e 4) término da chama, (Ozdor *et al.*, 1994).

A centelha, no primeiro estágio, é iniciada pelo aumento da tensão entre os eletrodos da vela de ignição seguido de uma descarga elétrica. O tamanho e a temperatura do *Kernel* depende da energia depositada nele e das configurações da vela. Variações cíclicas das propriedades do *Kernel* podem ser causadas por oscilações na densidade da mistura ar-combustível, tensões viscosas da mistura ar-combustível e a velocidade do fluxo perto da vela de ignição, (Ozdor *et al.*, 1994).

A Figura 9 ilustra a variação da tensão e da corrente para um sistema convencional de ignição. A fase de descarga acontece extremamente rápida na ordem de  $10^{-8}$ s. A fase posterior é a fase de arco que dura várias centenas de microssegundos. Nessa fase o *Kernel*, que é o início da frente de chama formado entre os eletrodos da vela de ignição, está crescendo em tamanho e é resfriado para aproximadamente 6000 K devido à expansão e a transferência de calor para os eletrodos. A última fase é a descarga brilhante ou *glow discharge*, a qual a ocorrência e as características dependem do tipo de sistema de ignição. Essa fase é caracterizada por relativamente baixa potência, cerca de 10W, contudo como dura por um período maior de tempo a energia total liberada é maior, num range de 30 a 100mJ,

o que equivale a 90% da energia total liberada pela vela de ignição, (Heywood, 1988; Ozdor *et al.*, 1994).

**Figura 9 – Variação da tensão e da corrente para um sistema convencional de ignição**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

O segundo estágio é definido como o período no qual a massa de combustível queimada atinge cerca de 1 a 2%. A chama se inicia no *gap* da vela de ignição como uma esfera de superfície lisa formada a 1° CA depois da fase de descarga da vela de ignição. Durante esse período, a velocidade de queima se aproxima da velocidade de queima laminar. Portanto, variações nessa fase da combustão são principalmente atribuídas as flutuações na concentração da mistura ar-combustível, diluição por gases residuais de escape e predominantemente por condições termodinâmicas próximo a vela de ignição, (Ozdor *et al.*, 1994).

No terceiro estágio, a maior parte da mistura ar-combustível é queimada. Essa duração de queima é comumente definida como a duração entre 10 a 90% da fração da massa de combustível. Esse estágio tem início com a propagação de chama turbulenta estabilizada e termina quando toda a mistura é consumida pela frente de

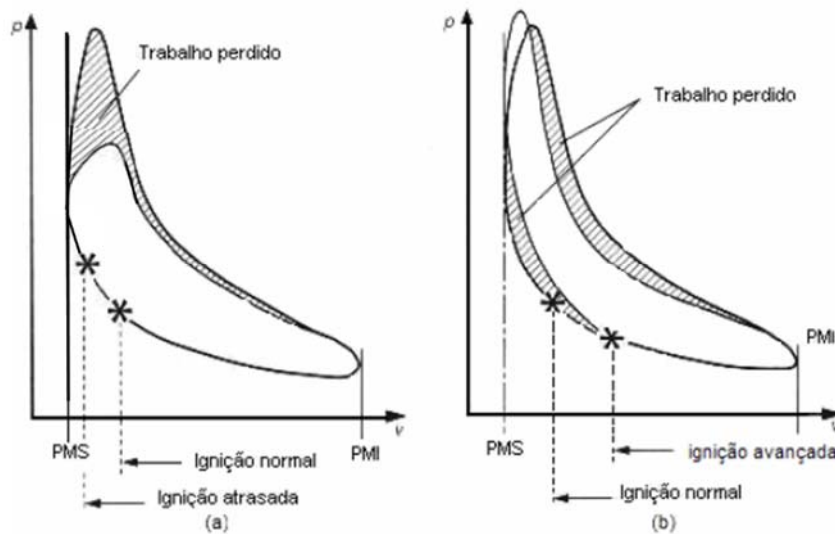
chama. A taxa de queima é fortemente dependente da área de frente de chama. Considerando a propagação de chama de forma esférica iniciada no centro do *Kernel*, fatores como a localização da vela de ignição e as configurações da câmara de combustão podem influenciar na área instantânea de propagação da frente de chama. A presença de um fluxo médio direcionado no cilindro como, swirl, tumble ou squish, distorcem a propagação esférica da frente de chama e deslocam o centro do *Kernel* da sua posição original, contudo, quanto maior for a taxa de queima do combustível, menor será a distorção da frente de chama da forma esférica e menor será a distância que o centro do *Kernel* é deslocado, (Ozdor *et al.*, 1994). A duração de 10 - 90% da fração de massa queimada limitada a 30° CA indica o pico de eficiência de conversão de combustível, independentemente das condições de operação do motor. Portanto, a duração de queima de 10 – 90% da fração de massa queimada determina a eficiência de conversão de combustível e qualquer valor de duração de queima acima de 30° CA deteriora qualquer ganho na eficiência de conversão de combustível por efeitos termodinâmicos, redução do trabalho de bombeamento ou redução das perdas por transferência de calor, (Ayala *et al.*, 2006).

O último estágio do processo de combustão é a extinção da frente de chama. A frente de chama ao atingir as paredes do cilindro perde calor para elas e se extingue. Durante esse estágio, alguma quantidade remanescente de combustível não queimado atrás da frente de chama podem ainda queimar.

### **2.2.2. Avanço de Ignição**

O processo de combustão tem uma duração finita e as variações do instante do seu início afetam significativamente o desempenho do motor. O avanço de ignição visa proporcionar o tempo necessário para que a combustão se inicie e se desenvolva de tal forma que maximize a produção de trabalho pelo pistão durante a fase de expansão. A Figura 10 ilustra a influência do avanço de ignição no diagrama PV.

**Figura 10 – Influência do avanço de ignição no diagrama PV**



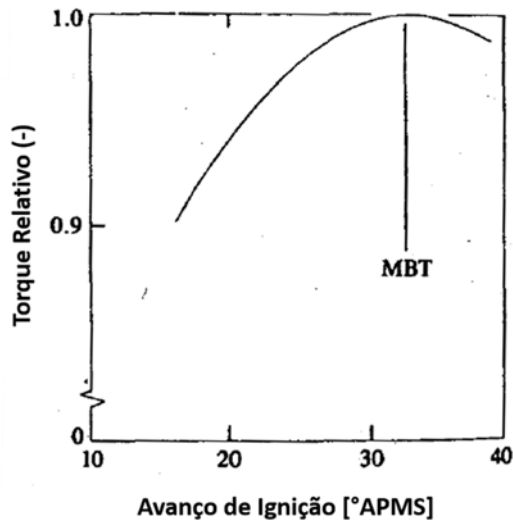
**Fonte: BAETA (2006)**

O valor ideal para o avanço de ignição, em cada condição de funcionamento do motor, que fornece o valor máximo de torque é chamado de *maximum brake torque* ou *MBT*. Valores de avanço de ignição maiores ou menores em relação ao valor ideal produzem menos torque. O valor ideal de avanço de ignição depende do desenvolvimento e propagação da frente de chama, comprimento na câmara de combustão percorrido pela chama durante a combustão e detalhes de como a chama se estingue. Empiricamente estabelece-se que se 50% da fração de massa queimada ocorrer por volta de 8 a 10° CA e o pico de pressão ocorrer por volta de 13 a 15° CA o valor de avanço de ignição está em MBT, (Heywood, 1988).

A Figura 11 ilustra o efeito do avanço de ignição no torque do motor em condições constantes de rotação, fornecimento de combustível e corpo de borboleta totalmente acionado.



**Figura 11 – Efeito do avanço de ignição no torque em condições constantes de rotação, alimentação de combustível e corpo de borboleta totalmente acionado**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

### **2.2.3. Anomalias da Combustão**

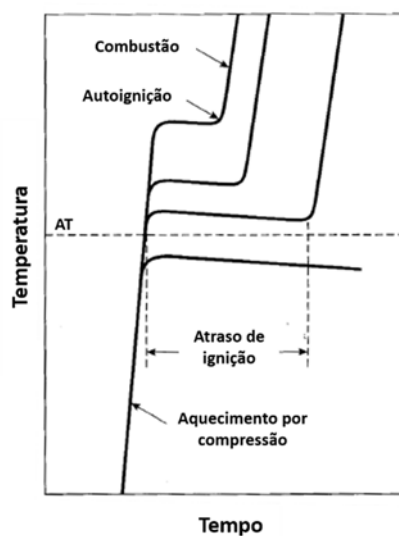
Sob certas condições de operação o processo de combustão desvia-se do seu comportamento normal resultando em perda de desempenho e possíveis danos ao motor. Esse tipo de combustão pode ser denominado como uma combustão anormal, (Ganesan, 1995). Em motores de combustão interna com ignição por centelha, a combustão anormal acontece quando a frente de chama é iniciada por outro processo e não pela centelha elétrica gerada pela vela de ignição, (Rodrigues Filho, 2014).

Os dois principais fenômenos caracterizados como combustão anormal são a detonação, *knock*, e a combustão por pontos quentes na câmara de combustão, *surface ignition*, (Heywood, 1988).

Detonação é um termo usado para descrever um fenômeno de combustão anormal em motores de combustão interna que produz um ruído audível de alta frequência semelhante ao bater de pinos metálicos. O desempenho de motores de ignição por centelha são limitados pelo início da ocorrência de detonação, (Ferguson, 2015). A frente de chama que separa a mistura fresca dos produtos de combustão propaga da vela de ignição para o final da câmara de combustão. A liberação de calor devido a combustão aumenta a temperatura e conseqüentemente a pressão da mistura queimada. A fim de equalizar as pressões, a mistura queimada expande e

comprime adiabaticamente a mistura não queimada, aumentando sua a pressão e a temperatura. Se a temperatura da mistura não queimada exceder a temperatura de autoignição,  $AT$ , do combustível e se mantiver nela ou em uma temperatura maior por um período de tempo necessário para as reações de pre-chama, chamado atraso de ignição, *ignition delay*, uma ignição espontânea ou autoignição ocorrerá, (Ganesan, 1995). A Figura 12 ilustra a autoignição característica dos combustíveis.

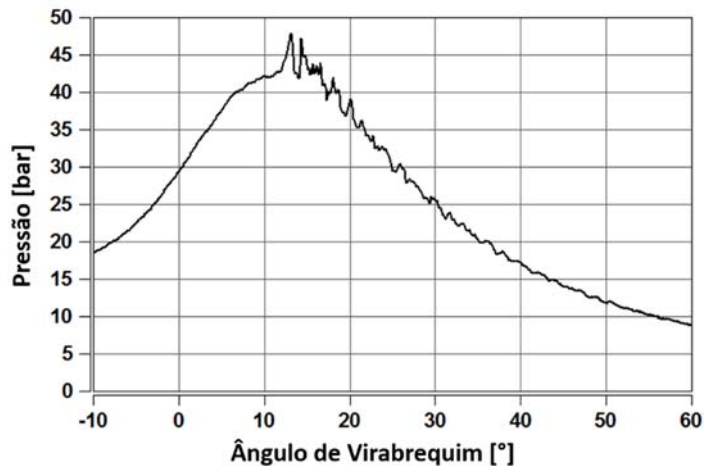
**Figura 12 – Autoignição característica dos combustíveis**



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (1997)

Quando essa combustão anormal ocorre, uma enorme quantidade de calor é liberada a uma taxa extremamente alta, proveniente da mistura não queimada. Esse fato resulta em pressões locais muito altas e propagação de ondas de pressão de significativa amplitude ao longo da câmara de combustão, (Heywood, 1988). As oscilações e picos na pressão dentro da câmara de combustão podem ser vistos na Figura 13.

**Figura 13 – Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação**

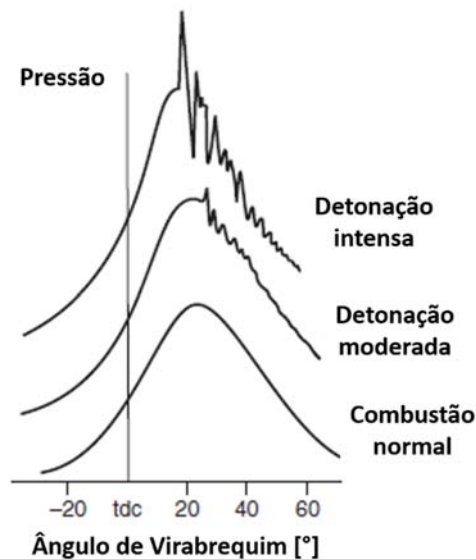


Fonte: próprio autor

A ocorrência de detonação pode acontecer de forma intensa ou de forma moderada como mostrado na Figura 14. Velocidades de um processo normal de combustão variam entre 10 e 25 m/s, as velocidades características da detonação alcançam valores 10 vezes maiores, (Rodrigues Filho, 2014).

A detonação é influenciada pelas condições de funcionamento do motor, pelo tipo de combustível utilizado, pela relação estequiométrica da mistura ar-combustível e características geométricas do motor. Parâmetros como avanço de ignição e razão volumétrica de compressão estão diretamente ligados a ocorrência da detonação, uma vez ambos influenciam na temperatura e na pressão ao final do tempo de compressão. Fatores que promovam o aumento da velocidade de propagação da chama reduzem a tendência de ocorrência de detonação. O aumento da velocidade de propagação de chama diminui o tempo necessário para o processo de combustão e conseqüentemente o tempo disponível para ocorrência de reações que levam a autoignição da mistura não queimada. Parâmetros como turbulência dentro do cilindro, geometria da câmara de combustão e posicionamento da vela de ignição influenciam na velocidade de propagação de chama, logo, podem ser utilizados como recursos a fim de se evitar a detonação, (Rodrigues Filho, 2014).

**Figura 14 – Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação**



Fonte: adaptado de FERGUSON (2015)

Pontos quentes na câmara de combustão tais como depósitos incandescentes, válvulas superaquecidas, vela de ignição e arestas afiadas na geometria do pistão e da câmara de combustão, contribuem para a autoignição da mistura ar-combustível. Caso a ignição anormal ocorra antes da centelha produzida pela vela dá-se o nome de pré-ignição e caso ocorra depois pós-ignição.

A pré-ignição caracteriza-se por reações de combustão antes da centelha de ignição, é observada quando um ponto quente na câmara de combustão cede energia suficiente ao início das reações de combustão, (Teixeira, 2015).

A redução da temperatura na câmara de combustão contribui para o aumento da resistência a autoignição da mistura ar-combustível. A refrigeração pode ocorrer por meio de trocadores de calor, *intercooler*, por meio do calor latente de vaporização do combustível, através de gases de escape recirculados resfriados externamente e injeção indireta de água, (Zhao, 2010; Rodrigues Filho, 2014).

### **2.3. Combustível**

Os combustíveis são os responsáveis pelo fornecimento de energia aos motores para seu funcionamento. Consecutivamente, as propriedades dos combustíveis tem uma significativa influencia na eficiência de conversão de

combustível, nos índices de desempenho, nos parâmetros de projeto do motor, na confiabilidade e durabilidade do motor e nos níveis de emissões de poluentes causados pelos produtos de combustão.

A gasolina e óleo diesel, derivados do petróleo, são os combustíveis mais comuns utilizados em veículos automotivos. Combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, tem-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um com características físicas e químicas que os fazem melhor dependendo da situação. Tanto no Brasil como no mundo, dentre os combustíveis alternativos que já apresentam o uso mais comum estão, o etanol, ou álcool etílico e o gás natural, (Baêta, 2006).

A seguir são apresentadas as principais características do etanol hidratado brasileiro, uma vez que este é o combustível utilizado nesse trabalho.

### **2.3.1. Álcool Etílico**

O etanol é um composto químico pertencente à família dos álcoois contendo em sua fórmula química,  $C_2H_5OH$ , dois átomos de carbono e um radical OH, que o caracteriza como álcool. Pode-se obtê-lo através de vegetais ricos em açúcares como a cana de açúcar e o sorgo sacarino no Brasil e milho nos Estados Unidos da América.

O processo de fabricação do etanol a partir da cana de açúcar, inicia-se com a pesagem da carga e retirada de uma amostra para verificação do teor de açúcar. Posteriormente a cana passa pelo processo de limpeza, e preparo para moagem ou difusão, seguido pelo processo de extração do caldo. A extração do caldo pode ser feita por moagem, quando é feita uma pressão mecânica dos rolos da moenda sobre o colchão de cana e adição de água, ou por difusão onde a separação é feita pelo deslocamento da cana de açúcar desintegrada por um fluxo de contracorrente de água. Após a extração, o caldo da cana de açúcar é tratado a fim de se eliminar as impurezas contidas nele. O caldo tratado é encaminhado para os evaporadores e cozedores, onde na evaporação do caldo, a concentração do xarope atinge os valores requeridos por norma e nos cozedores atinge o estado de supersaturação tomando consistência de mel começando a gerar pequenos cristais de açúcar. Ao sair dos cozedores o caldo ou melaço entra nos cristalizadores que promovem o aumento dos cristais de açúcar e seu resfriamento. Na centrifuga o melaço é separado dos cristais e é encaminhado para o preparo que antecede a fermentação. No preparo, o melaço

é diluído com água para atingir valores de acidez desejável, originando o mosto. Na fermentação são adicionados microrganismos ao mosto responsáveis por transformar o mosto em gás carbônico e álcool. Após a fermentação é feita a destilação e armazenado o etanol, (Meneguetti *et al.*, 2010).

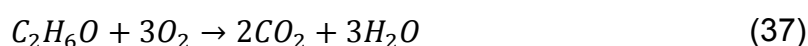
O etanol combustível no Brasil é utilizado de duas formas: na forma de etanol anidro, como componente de mistura na formação da gasolina tipo C, ou como etanol hidratado, comercializado em todo país como produto acabado, (ANP, 2016). O etanol brasileiro é também chamado E94 por ser hidratado e conter 94% de álcool etílico e 6% de água. A Tabela 1 apresenta algumas das propriedades limites para o E94 estabelecidos pela Agência Nacional do Petróleo, ANP. O poder calorífico inferior, PCI, utilizado neste trabalho foi 24,76 MJ/kg conforme resultado dos testes realizados por (Melo, 2012).

**Tabela 1 – Propriedades do Etanol Hidratado Conforme ANP**

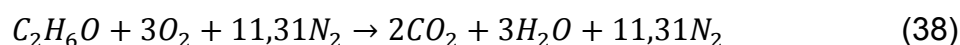
<b>Característica</b>	<b>Unidade</b>	<b>Valores</b>
Massa específica a 20°C	kg/m <sup>3</sup>	805,2 a 811,2
Teor alcoólico	% massa	92,5 a 96,5
Teor de água, máx.	% massa	7,5

Fonte: ANP (2015)

A reação de combustão do etanol anidro pode ser descrita como:



Considerando-se a queima do combustível com o ar atmosférico, constituído por 20,95% de oxigênio e 79,05% nitrogênio em volume, obtém-se uma nova equação de combustão:



Considerando que a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , é de 29kg/kmol, e a do álcool etílico,  $M_{et}$ , é 46kg/kmol, tem-se:

$$(A/F)_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{et} M_{et}} = \frac{(14,31) \cdot (29)}{(1) \cdot (46)} \approx 9,0 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{et} \quad (39)$$

Conforme anteriormente mencionado, no Brasil adiciona-se 6% de água, na base volumétrica, o que afeta a estequiometria para o etanol. A fim de se obter uma fórmula mínima que represente a mistura do etanol anidro com a água, calcula-se a fração molar da mistura. A Tabela 2 mostra os valores utilizados para o cálculo da fração molar da mistura.

**Tabela 2 – Fração Molar Etanol Hidratado**

<b>Componente</b>	<b>Etanol Anidro</b>	<b>Água</b>
<b>Fração Volumétrica [%]</b>	94	6
<b>Densidade a 20°C [kg/m³]</b>	789,7	997,2
<b>Massa Ponderada [kg]</b>	742,3	59,8
<b>Massa Total [kg]</b>	802,2	
<b>Fração Mássica [%]</b>	92,5	7,5
<b>Peso Molecular [kg/kmol]</b>	46	18
<b>Número de Mols</b>	2,01	0,41
<b>Número de Mols Total</b>	2,42	
<b>Fração Molar [%]</b>	83,1	16,9

Fonte: dados de peso molecular e densidade retirados de PERRY e GREEN, 2008. Cálculos próprio autor

A partir da fração mássica e pelo número de mols obtém-se as propriedades do etanol hidratado. Tais propriedades apresentadas na Tabela 3 estão conforme as características do combustível estipuladas pela ANP na Tabela 1.

**Tabela 3 – Propriedades do Etanol Hidratado Calculadas**

<b>Característica</b>	<b>Unidade</b>	<b>Valores</b>
Massa específica a 20°C	kg/m <sup>3</sup>	805,2
Teor alcoólico	% massa	92,5
Teor de água	% massa	7,5
Peso Molecular da Mistura	kg/kmol	41,2

Fonte: próprio autor

A fórmula mínima encontrada, baseada na fração molar da mistura, que representa o etanol hidratado é:



A reação de combustão do etanol hidratado proposto com o ar atmosférico pode ser descrita como:



Considerando que a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , é de 29kg/kmol, e a do álcool etílico hidratado,  $M_{et}$ , é 41,2kg/kmol, tem-se:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{et} M_{et}} = \frac{(11,88) \cdot (29)}{(1) \cdot (41,2)} \approx 8,36 \text{ kg}_{ar}/\text{kg}_{et} \quad (42)$$

O álcool etílico possui uma quantidade energética inferior à da gasolina, porém com sua razão ar-combustível também inferior e por já conter em sua composição química o oxigênio, necessita-se de uma menor quantidade de ar para a combustão completa. A mistura ar-combustível do álcool etílico possui uma maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar, (Baêta, 2006).

Segundo (Pulkrabek, 1997) as vantagens do álcool como combustível são:

1. Pode ser obtido de inúmeras fontes, tanto naturais quanto manufaturadas;



2. Contem alta octanagem com alta resistência a detonação. Uma maior resistência a detonação possibilita a utilização de razões de compressão maiores, resultando em um motor mais eficiente;
3. Apresenta menores índices de emissões de poluentes quando comparado com a gasolina;
4. Alto calor latente de vaporização, o que resulta num resfriamento do processo de admissão e compressão aumentando a eficiência volumétrica do motor;
5. Baixo teor de enxofre no combustível.

Pode-se citar as desvantagens do álcool etílico, (Pulkrabek, 1997):

1. Baixo conteúdo energético. Isso significa que quase duas vezes mais etanol é necessário em relação a gasolina para fornecer a mesma quantidade energética ao motor;
2. Maior quantidade de aldeídos nos gases de escape, o que para emissões seria mais um problema;
3. Álcool etílico é muito mais corrosivo que a gasolina a cobre, bronze, alumínio, borracha e plástico, impondo algumas restrições aos projetos de motores que utilizam esse combustível;
4. Dificuldade de partida nos motores em temperaturas mais baixas, devido à baixa pressão de vapor e vaporização. Atualmente no Brasil, sistemas de partida a frio são empregados aos veículos com motores que operam com etanol. Tais sistemas injetam uma pequena quantidade de gasolina durante a partida para iniciar o funcionamento do motor;

### ***2.3.2. Formação da mistura ar-combustível***

Em motores de combustão interna atuais, a alimentação de combustível é proveniente de um sistema eletrônico de injeção. A função desse sistema de alimentação é fornecer a quantidade de combustível adequada para a formação da mistura ar-combustível que possa ser eficientemente queimada, melhorando dessa forma o torque, o consumo de combustível e os níveis de emissões de poluentes, para toda a faixa de operação do motor, (Rodrigues Filho, 2014).

A mistura ar-combustível pode ser estequiométrica, rica ou pobre. Denomina-se mistura estequiométrica quando a quantidade de combustível fornecida ao motor é proporcional a quantidade de ar presente no cilindro para uma queima completa, obtendo-se como produto da combustão o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), a água (H<sub>2</sub>O) e os gases inertes presentes no ar de admissão. A mistura é rica caso a quantidade de combustível fornecida ao motor seja maior do que a quantidade de ar presente no cilindro e a mistura é considerada pobre quando a quantidade de combustível fornecida ao motor é menor do que a quantidade de ar presente no cilindro.

Devido a composição dos produtos de combustão serem significativamente diferentes para misturas pobres e ricas, e devido a razão ar-combustível estequiométrica depender da composição do combustível, a razão das relações de ar-combustível real,  $(A/F)_{real}$ , e estequiométrica,  $(A/F)_{est}$ , torna-se um parâmetro mais informativo para a definição da composição da mistura, (Heywood, 1988). O fator que expressa essa relação entre razões de ar-combustível é chamado de fator Lambda,  $\lambda$ , e pode ser calculado segundo a Equação 43:

$$\lambda = \frac{(A/F)_{real}}{(A/F)_{est.}} \quad (43)$$

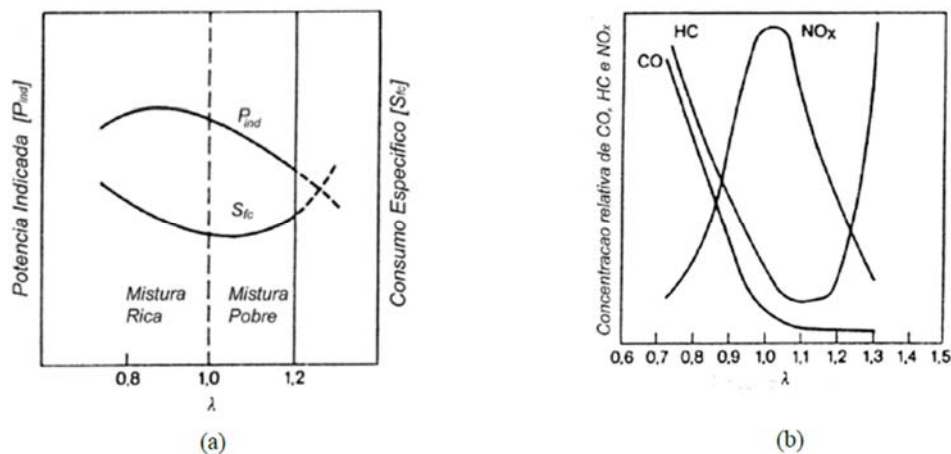
A partir do fator lambda, da razão ar-combustível estequiométrica da mistura e da vazão mássica de ar admitida no cilindro,  $\dot{m}_{ar}$ , é possível determinar a vazão mássica de combustível,  $\dot{m}_{comb}$ , a ser fornecida para o motor, sendo obtida através da Equação 44:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\lambda \cdot (A/F)_{est.}} \quad (44)$$

O fator lambda indica a condição de operação do motor, de forma qualitativa, no que se refere a composição da mistura formada. Fator lambda unitário,  $\lambda = 1$ , indica que a mistura é estequiométrica, para mistura rica o fator lambda indica valores inferiores a uma unidade,  $\lambda < 1$ , e mistura pobre o fator lambda indica valores superiores a uma unidade,  $\lambda > 1$ .

A Figura 15 ilustra a influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a), e nos níveis de emissões (b) de um motor de combustão interna de ignição por centelha.

**Figura 15 – Influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de ignição por centelha**



Fonte: RODRIGUES FILHO (2014)

## 2.4. Injeção Direta de Combustível

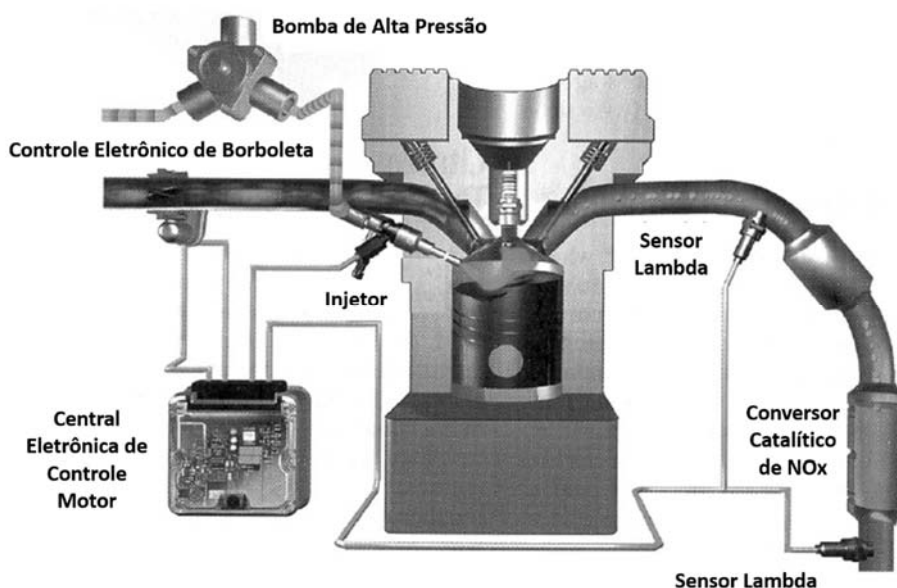
Os sistemas de gerenciamento eletrônico de formação de mistura ar-combustível atuais, podem ser divididos em dois grandes grupos: os sistemas de injeção indireta ou PFI, do inglês, *Port Fuel Injection*, e os sistemas de injeção direta ou DI, do inglês, *Direct Injection*. Nos sistemas PFI os eletro-injetores são instalados de forma a injetar o combustível nos dutos do coletor de admissão. Nos sistemas DI, os injetores são instalados no cabeçote de forma a injetar o combustível diretamente na câmara de combustão.

A seguir são apresentadas as principais características do sistema de injeção direta uma vez que é o sistema de alimentação de combustível utilizado nesse trabalho.

O sistema de injeção direta de combustível para motores de combustão interna não é um conceito novo. Muitas pesquisas foram realizadas durante a década de 1930 para desenvolver uma nova geração de motores a pistão para aviões com injeção direta de combustível. Ao contrário do que tem sido reivindicado por algumas montadoras, a honra de ter sido o primeiro a aplicar injeção direta em sistemas

automotivos pertence a Goliath e Gutbrod em 1952, com seus motores dois cilindros de dois tempos equipados com injeção direta desenvolvida pela Bosch. Poucos anos depois a Mercedes – Benz lança o 300SL com o primeiro motor quatro tempos equipado com um sistema de injeção direta. A utilização de injeção direta naquela época visava o aumento de desempenho do motor através do calor latente de vaporização do combustível. Durante a década de 1970, rumores de desenvolvimento de sistemas de injeção direta foram relatados por diversas montadoras. O mais conhecido, foi o sistema ProCo (*programmed combustion*) desenvolvido pela Ford. Contudo o projeto foi logo cancelado devido aos custos extremamente altos e inflexibilidade do sistema de injeção. As limitações encontradas nos primeiros desenvolvimentos de sistemas de injeção direta foram superados na década de 1990, onde sistemas inicialmente desenvolvidos para motores de dois tempos, foram implementados no primeiro motor de quatro tempos comercialmente de sucesso. O primeiro motor a gasolina equipado com injeção direta foi introduzido no mercado japonês em 1996 e no mercado europeu em 1997 pela Mitsubishi Motors, (Zhao, 2010). A Figura 16 ilustra o sistema de injeção direta desenvolvido pela Bosch e aplicado na primeira geração dos motores com injeção direta.

**Figura 16 – Sistema de injeção direta desenvolvido pela Bosch**



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

A primeira geração de motores com injeção direta de combustível, aplicada aos motores entre 1996 e 2006, tiveram uma baixa aceitação pelo mercado. Uma das razões foram os níveis de consumo de combustível alcançados por esses motores que não atingiram os níveis esperados. Um dos fatores que contribuiu para esse problema foi que esses motores foram projetados com sistemas de preparação da mistura *Wall-Guided* ou *Air-Guided*, e como tais, podem operar com mistura pobre e estratificada apenas em uma pequena parte do mapa de funcionamento do motor. Essa restrição somada ao complexo sistema de pós-tratamento dos gases de escape para misturas pobres, acarretou o desenvolvimento de motores de injeção direta que empregavam mistura estequiométrica e homogênea, (Zhao, 2010).

Em 2006, a BMW e a Mercedes – Benz introduziram no mercado a segunda geração dos sistemas de injeção direta chamado de *Spray-Guided*. Com esse sistema foi possível operar os motores com misturas pobres ao longo de uma ampla faixa de operação, resultando em uma economia de 10 a 20% de combustível quando comparado sistemas PFI em condições estequiométricas. Reduções ainda maiores no consumo de combustível foram alcançadas na combinação desse sistema com estratégias de turboalimentação e *downsizing*, (Zhao, 2010).

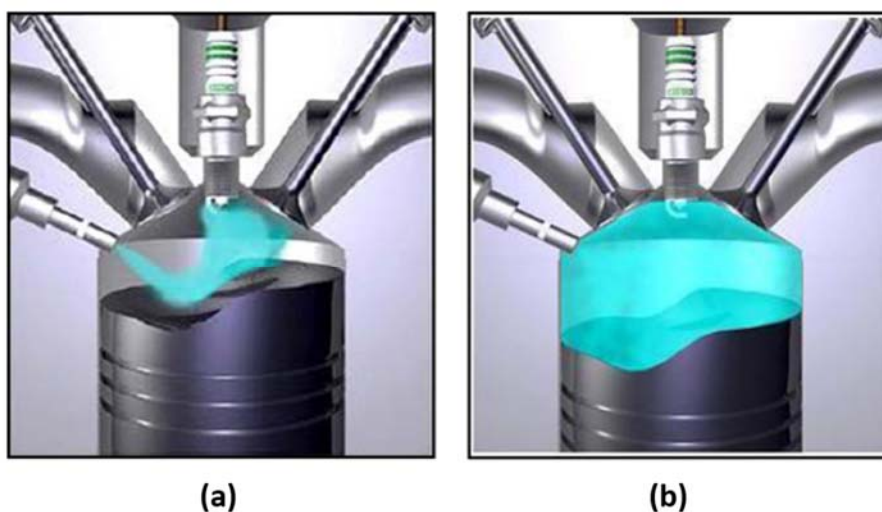
#### **2.4.1. Mistura Homogênea e Estratificada**

Em motores com injeção direta operando com estratégia de mistura homogênea, o combustível é injetado no cilindro durante a fase de admissão do ar. O intervalo entre o momento em que o combustível é fornecido ao motor e o início da combustão é suficientemente longo de tal forma que, somado a estrutura de fluxo dentro do cilindro, ocorre uma mistura mais completa entre o combustível e o ar admitido. Dessa forma, é gerada uma mistura ar-combustível homogênea, com variações espaciais desprezíveis do fator lambda.

Estratégias de estratificação da mistura ar-combustível podem ser realizadas por dois meios: através da divisão da injeção, *Split-Injection*, sendo a primeira parte da injeção durante o tempo de admissão do ar e a segunda parte durante o tempo de compressão ou injetando-se somente na fase de compressão. Como o tempo de preparo da mistura em relação ao início da combustão é curto, o combustível não se mistura completamente ao ar admitido. Dessa forma, é gerada uma mistura heterógena ou estratificada, cujo o fator lambda varia significativamente ao longo da

câmara de combustão. A estrutura de fluxo e o posicionamento do eletroinjeter, em motores que operam com carga estratificada, são desenvolvidos de forma a atingir valores menores de  $\lambda$  próximo a vela de ignição no instante da centelha, aumentando a ignitabilidade da mistura, reduzindo a variação de início do processo de combustão e ampliando a faixa de funcionamento do motor com mistura pobre, (Zhao, 2010). A Figura 17 ilustra o funcionamento de um motor de ignição por centelha com carga estratificada (a) e com carga homogênea (b).

**Figura 17 – Motor operando com carga estratificada (a) e com carga homogênea (b)**



Fonte: RODRIGUES FILHO (2014)

Segundo (Zhao, 2010), as vantagens da injeção direta de combustível em termos de eficiência estão relacionadas as seguintes contribuições:

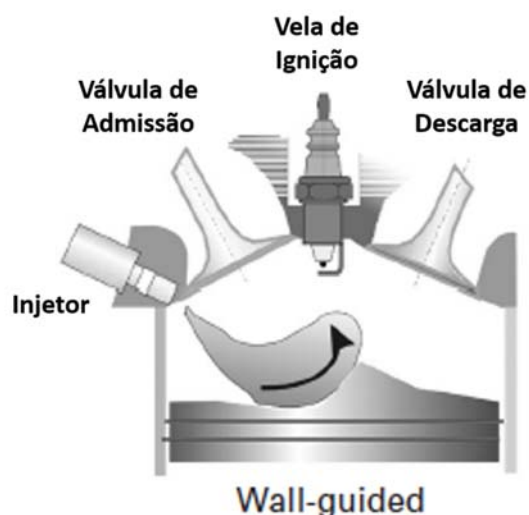
1. Redução do trabalho de bombeamento durante o funcionamento do motor em carga parcial, quando operando com carga estratificada. Essa estratégia de operação demanda abertura total da borboleta e permite que a carga do motor seja modulada pela variação do fator  $\lambda$ ;
2. A mistura extremamente pobre tem maior expoente politrópico e portanto maior eficiência térmica;

3. Misturas pobres queimam a uma temperatura inferior que as misturas estequiométricas, reduzindo as perdas térmicas para o sistema de arrefecimento;
4. O resfriamento interno da câmara de combustão pelo calor latente de vaporização do combustível, reduzem a tendência a detonação. Essa redução pode ser utilizada para aumentar a razão volumétrica de compressão, que contribui para o aumento da eficiência térmica do motor.

#### **2.4.2. Sistema de Injeção Direta – Wall-Guided**

A maioria dos motores da primeira geração de injeção direta que operam com carga estratificada foram projetados com sistemas de preparação de mistura *Wall-Guided*. No sistema *Wall-Guided*, a mistura é preparada e direcionada para a vela de ignição através de uma superfície na câmara de combustão. Nesses sistemas o pistão é projetado de forma que o combustível injetado é direcionado para a vela de ignição. O transporte da mistura durante esse processo é normalmente realizado pela estrutura de fluxo *swirl* ou *tumble*, (Zhao, 2010). A Figura 18 ilustra um sistema de injeção direta *Wall-Guided*.

**Figura 18 – Sistema de injeção direta *Wall-Guided***



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

Conforme (Zhao, 2010), o sistema *Wall-Guided* não alcançou o potencial teórico proporcionado pela injeção direta para redução do consumo de combustível pelas seguintes razões:

1. O transporte da mistura está diretamente ligada a posição do pistão, assim torna-se difícil coordenar adequadamente o instante de injeção e de ignição em uma ampla faixa de operação do motor;
2. Os pórticos para *swirl* e *tumble* requeridos para produzir a desejada estrutura de fluxo influencia negativamente a mistura em altas cargas;
3. O combustível depositado nas paredes do cilindro e no pistão propicia a formação de filme fluido e resulta em uma combustão incompleta. A formação de fuligem e depósitos nessas regiões, trazem como consequência o aumento das emissões de hidrocarbonetos;
4. Há entrada de combustível na região de *squish* na câmara de combustão. Em transições de baixa para alta, carga é necessário injetar mais combustível e ajustar o instante de injeção e ignição para maximizar e eficiência de conversão de combustível. Contudo, o combustível injetado nessas condições pode penetrar a região de *squish* na câmara de combustão. Nesse caso, uma vez que o combustível não é totalmente queimado, as emissões de hidrocarbonetos são maiores;
5. As perdas mecânicas são maiores. O pistão empregado a esse sistema é mais largo e mais pesado que um pistão convencional devido sua geometria especial, aumentando a inercia do conjunto rotativo e reduzindo assim a eficiência mecânica.

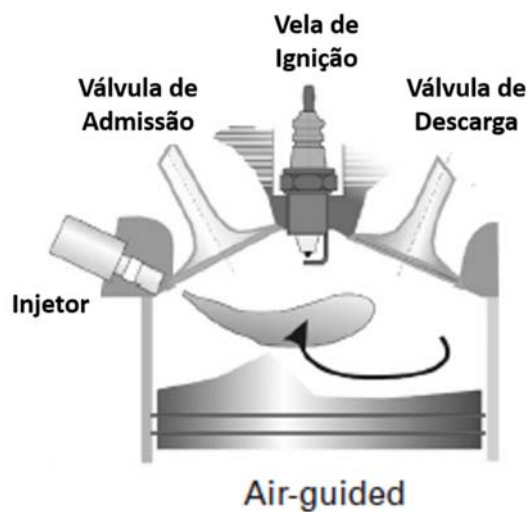
#### **2.4.3. Sistema de Injeção Direta – Air-Guided**

Em contraste ao sistema *Wall-Guided*, o sistema *Air-Guided* visa reduzir as emissões de hidrocarbonetos prevenindo o contato do combustível com as paredes da câmara de combustão. Nesse sistema, o objetivo é utilizar a estrutura de fluxo para misturar o combustível ao ar, sendo possível utilizar a parte superior do pistão para auxiliar na formação da estrutura de fluxo. Portanto, o sucesso do sistema *Air-Guided* depende da orientação do jato de combustível e da geração da estrutura de fluxo. Particularmente para esse sistema, é importante garantir que a estrutura de fluxo seja



sustentada durante a fase de compressão com o objetivo de transportar a mistura para próximo a vela de ignição. O *swirl* e o *tumble* requeridos para o funcionamento desse sistema reduzem a eficiência volumétrica, portanto, são efeitos negativos para o desempenho do motor, (Zhao, 2010). A Figura 19 ilustra um sistema de injeção direta *Air-Guided*.

**Figura 19 – Sistema de injeção direta *Air-Guided***



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

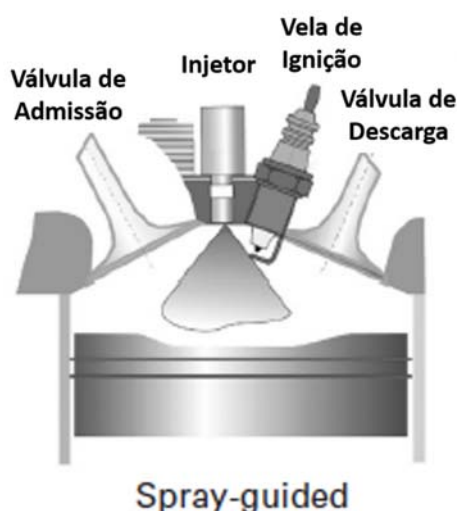
Tanto o sistemas *Wall-Guided* quanto o *Air-Guided* utilizam a estrutura de fluxo para direcionamento da mistura ar-combustível, o que na prática, dificulta a distinção entre os dois. Esses sistemas portanto, são chamados de sistemas *Wall / Air-Guided* ou primeira geração de sistemas de injeção direta.

#### **2.4.4. Sistema de Injeção Direta – *Spray-Guided***

O sistema de injeção direta *Spray-Guided* é considerado a segunda geração dos sistemas de injeção direta. Uma importante característica desse sistema é a proximidade da vela de ignição ao injetor de combustível. Essa proximidade deve ser garantida através do ótimo posicionamento da vela de ignição em relação a “nuvem” de combustível gerada pelo injetor, tornando viável a ignição da mistura em uma ampla faixa de operação do motor.

Os fatores decisivos nesse sistema estão relacionados com as características do injetor. O injetor deve produzir um jato de combustível padrão que seja robusto e estável ciclo a ciclo durante o funcionamento do motor, mesmo quando submetido a mudanças na contrapressão ou na estrutura de fluxo dentro do cilindro. Para o bom funcionamento do sistema *Spray-Guided*, deve-se atentar a alguns aspectos importantes como a carbonização da vela de ignição e do injetor, as tolerâncias do padrão do jato de combustível, o choque térmico sofrido pela vela caso o combustível líquido entre em contato com ela, o efeito da velocidade de rotação do motor que afeta a condição do fluxo na vizinhança da vela de ignição e o curto espaço de tempo para preparação da mistura antes da centelha, (Zhao, 2010). A Figura 20 ilustra um sistema de injeção direta *Spray-Guided*.

**Figura 20 – Sistema de injeção direta *Spray-Guided***



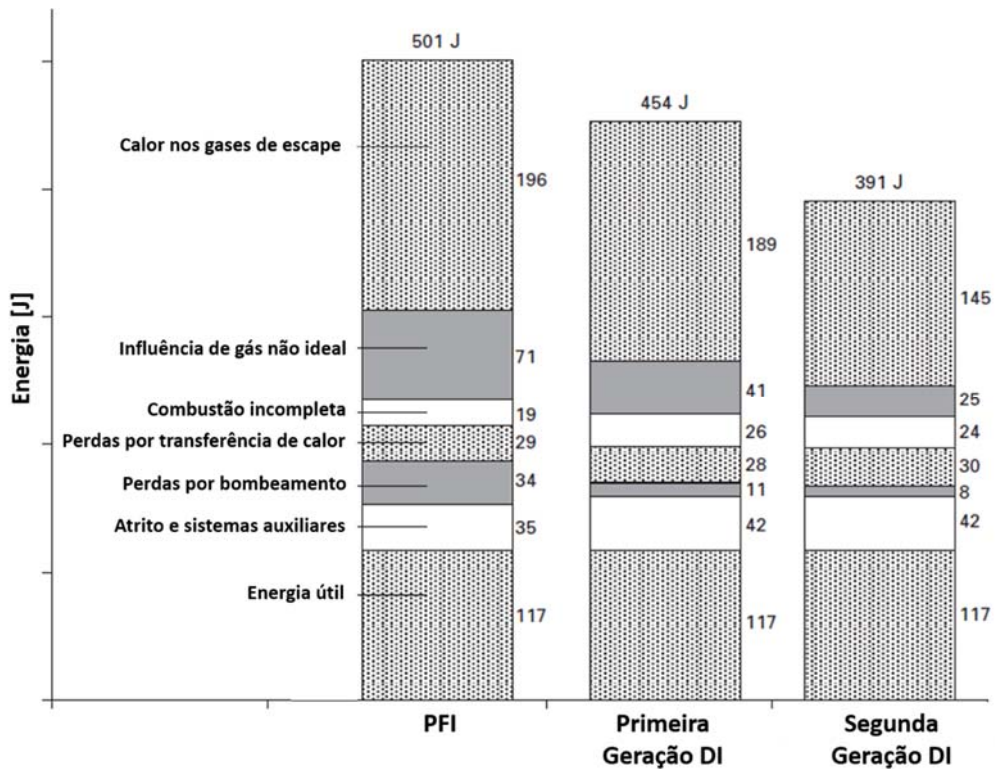
Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

Quando comparado o sistema *Spray-Guided* aos sistemas da primeira geração, a formação de filme fluido no pistão ou nas paredes da câmara de combustão é significativamente reduzida chegando a ser eliminada. Consecutivamente, as emissões de hidrocarbonetos são reduzidas. Como o sistema *Spray-Guided* não necessita de uma específica estrutura de fluxo para transportar a mistura até a vela de ignição, a turbulência dentro do cilindro é desenvolvida para auxiliar a propagação de chama, gerando uma combustão rápida em toda faixa de operação do motor. As mudanças repentinas de baixa carga para alta carga em sistemas convencionais, há

um pequeno atraso na resposta do motor devido ao tempo de preenchimento do sistema de admissão e do cilindro com o ar admitido. Em estratégias de carga estratificada, o motor opera com o corpo de borboleta totalmente acionado, assim, o tempo de resposta do motor a solicitação de torque é reduzido, (Zhao, 2010).

As vantagens termodinâmicas da injeção direta podem ser claramente demonstrada pela análise de perdas energéticas, em condição de carga parcial, como mostrado na Figura 21. O aumento do expoente politrópico resulta em uma considerável vantagem em relação a motores com misturas pre-misturadas. Quando comparado com os motores com *PFI* operando com o corpo de borboleta parcialmente acionado, a injeção direta de combustível também reduz consideravelmente o trabalho de bombeamento. Em motores de injeção direta, operando com carga estratificada, as temperaturas no final da compressão aumentam devido à alta concentração de mistura ar-combustível e alta razão de compressão. Como o fluxo de calor para as paredes da câmara de combustão acontece em maior intensidade perto do PMS, as perdas por transferência de calor nesse sistema é maior se comparado a um motor com sistema *PFI* operando em condições estequiométricas, apesar da temperatura média da câmara de combustão ser menor para sistemas de injeção direta. Sistemas de injeção direta tem outras desvantagens como um maior atrito e o aumento da energia requerida para acionamento da bomba de combustível de alta pressão, (Zhao, 2010).

**Figura 21 – Análise das perdas energéticas entre os sistemas de injeção de combustível**

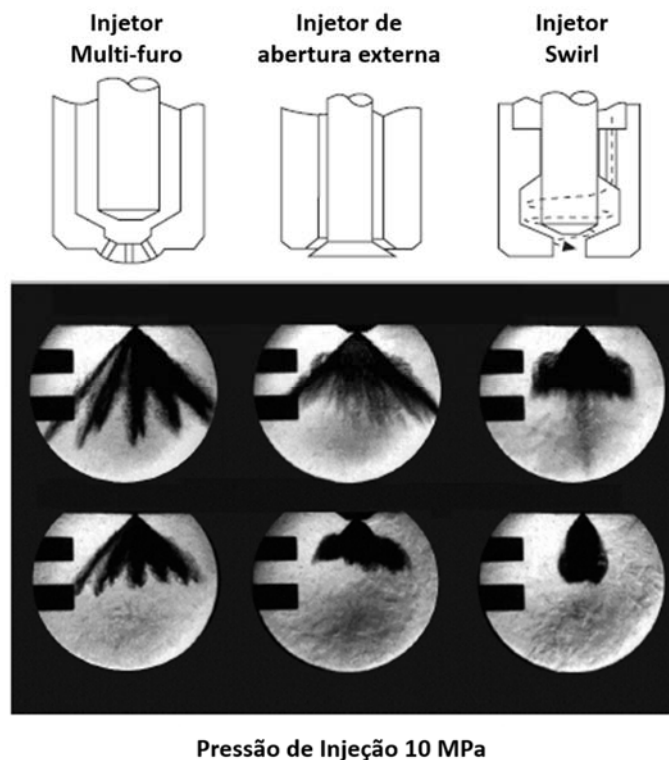


Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

#### 2.4.5. Tipos de Injetores de Injeção Direta

Atualmente, são utilizados três tipos de injetores de combustível para injeção direta. Os injetores podem ser diferenciados entre si pela forma como se abrem e fecham. O injetor de abertura externa (*A – Nozzles*) expõe a seção transversal do bico quando a válvula abre e gera a auto formação do jato de combustível por meio de um cone. O injetor multi-furo e o injetor do tipo *swirl* são ambos de conceito de abertura interna (*I – Nozzles*), (Zhao, 2010). Uma comparação dos perfis dos jatos de combustível para os três tipos de injetores no mesmo instante, depois do início da injeção, é mostrado na Figura 22.

**Figura 22 – Tipos de injetores e seus perfis de jato de combustível**



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

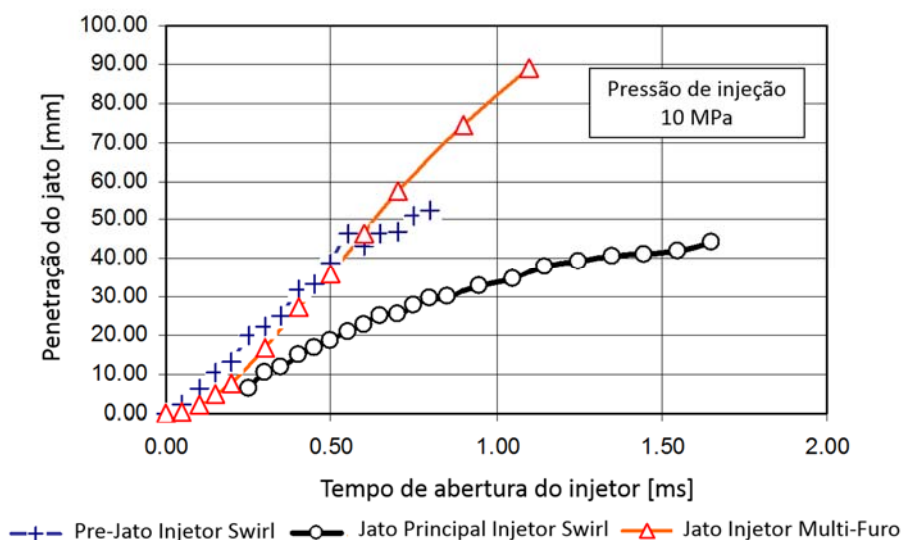
O injetor do tipo *swirl* apresenta uma boa qualidade de atomização, alta flexibilidade do jato de combustível, baixa sensibilidade a contaminação e interferências mecânicas e térmicas. É um injetor relativamente acessível, desde que produzido em grandes quantidades. O jato de combustível desse injetor inicia-se por um pré-jato de combustível e posteriormente a formação um cone oco. O ângulo cone formado pelo jato é extremamente influenciado pela contrapressão na câmara de combustão. Atualmente, esse tipo de injetor é aplicado em sistemas injeção direta com mistura homogênea e cargas estratificadas com sistemas *Wall-Guided*. A principal desvantagem em relação ao sistema *Spray-Guided* é o posicionamento do injetor em relação a vela de ignição, (Zhao, 2010).

Os injetores multi-furos são caracterizados por jatos de combustível nitidamente definidos. Devido a inadequada atomização de um injetor multi-furo, é somente possível estabelecer uma mistura parcialmente homogênea na câmara de combustão. No perfil do jato de combustível existem zonas com excesso e zonas com deficiência de combustível. Como consequência, uma vez iniciado processo de

combustão, a frente de chama não propaga uniformemente ao longo da câmara de combustão, acelerando sua propagação ao passar por zonas com excesso de combustível e desacelerando em zonas com deficiência de combustível. Portanto, o número de furos no injetor tem significativa influência nas características de operação do motor, (Zhao, 2010).

A Figura 23 mostra a comparação entre as penetrações dos jatos de combustível entre os injetores do tipo *swirl* e do tipo multi-furo. A penetração do injetor multi-furo é superior ao injetor do tipo *swirl*, característica que deve ser levada em consideração durante a calibração de motores com esse tipo de injetor quanto a pressão e o instante de injeção. O injetor do tipo *swirl* apresenta um pré-jato característico do seu funcionamento. A existência desse pré-jato, pode influenciar a quantidade de combustível injetado ciclo a ciclo no cilindro e as emissões de hidrocarbonetos, caso esse pré-jato colida com a superfície do pistão devido sua maior penetração.

**Figura 23 – Comparação entre penetrações dos jatos de combustível dos injetores do tipo *swirl* e multi-furo**



Fonte: adaptado de BAETA (2012)

Os injetores de abertura externa apresentam uma penetração do jato de combustível inferior aos injetores multi-furo. Quando comparado com os injetores do tipo *swirl*, esses tem a vantagem de produzir um cone oco mais uniforme sem a

geração do pré-jato. A contrapressão na câmara de combustão afeta menos o ângulo de perfil do cone. O uso desse tipo de injetor em conjunto com um controle piezo elétrico, propicia a injeção do combustível várias vezes em um espaço curto de tempo, o que o torna superior aos sistemas convencionais de solenoide. O injetor de abertura externa é uma atrativa escolha para sistemas *Spray-Guided* devido à baixa sensibilidade do perfil do jato, (Zhao, 2010).

## 2.5. Turbo – Compressores

A máxima potência que um dado motor pode gerar é limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimado eficientemente dentro do cilindro. Isso é limitado pela quantidade de ar que é introduzido no cilindro em cada ciclo. Se o ar admitido pelo motor for comprimido a uma densidade maior do que alcançada nas condições ambiente, antes de entrar no cilindro, a potência máxima, num motor de mesmo tamanho, será maior, (Heywood, 1988).

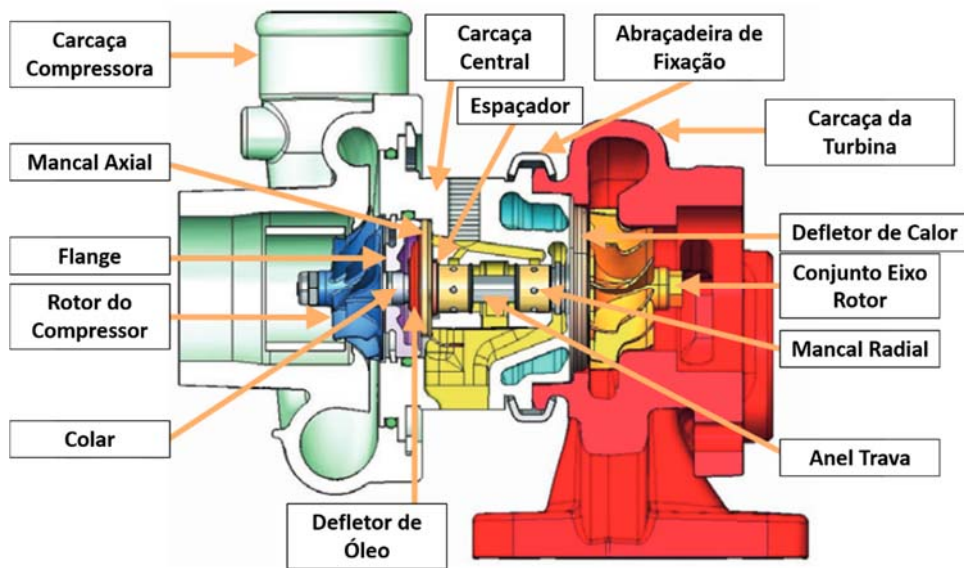
A potência e a eficiência de conversão de combustível de um motor de combustão interna pode ser aumentada com o uso de um compressor de ar como turbo-compressores ou *superchargers*. Os turbo-compressores são definidos como dispositivos que acoplam um compressor centrífugo com uma turbina que, acionada pelos gases de escape, aumentam a pressão do ar de admissão proporcionalmente com a velocidade de rotação do motor, (Ferguson, 2015).

O primeiro turbo-compressor foi inventado em 1905, pelo suíço Alfred Buchi. Entre 1918 e 1925, a *Royal Aircraft Factory* iniciou os experimentos com turbo-compressores em seus motores de avião, porém não obtiveram sucesso. A primeira aplicação de turbo-compressor em um carro aconteceu em 1923, quando o projetista de motores de avião e piloto de carros Major Frank Halford equipou um motor 1,5l seis cilindros em linha. As primeiras aplicações de turbo-compressores foram vistas no mercado em motores diesel de embarcações em 1925, e em 1930, turbo-compressores com turbinas axiais foram usadas em navios, trens e grandes motores estacionários. A primeira versão de motores de avião equipados com turbo-compressores apareceram em 1938. Em 1962 e 1963, o Oldsmobile Cutless Jetfire e o Chevrolet Corvair Monza Spyder apareceram no mercado como os primeiros carros produzidos em grande escala equipados com motores sobrealimentados, (Zhao, 2010). Os motores sobrealimentados apareceram na Fórmula 1 em 1973 dando início

ao que é chamado de “Era turbo” que durou até 1989, porém retornando a categoria automobilística em 2014. Com o advento do conceito *downsizing*, atualmente, cada vez mais motores de combustão interna são equipados com esse dispositivo.

O turbo-compressor consiste de uma unidade central chamada Carcaça Central e Conjunto Rotativo, CCCR, do inglês, *Central Housing and Rotating Assembly, CHRA*, uma turbina, um compressor e o atuador. Tanto o rotor do compressor quanto o da turbina são montados e fixados em um eixo que os interliga, cujo o sistema de rolamentos inclui dois rolamentos radiais e um rolamento axial. Os gases de exaustão expandem no rotor da turbina e gera energia cinética rotacional. A energia produzida na turbina aciona o rotor do compressor através de um eixo que os interliga, e portanto comprime o ar admitido pelo motor, (Shafer, 2015). A Figura 24 ilustra um conjunto turbo-compressor e seus principais componentes.

**Figura 24 – Conjunto turbo-compressor e seus componentes**



Fonte: adaptado de MASTERPOWER (2014)

### **2.5.1. Turbo-compressores Estágio Único e Duplo Estágio**

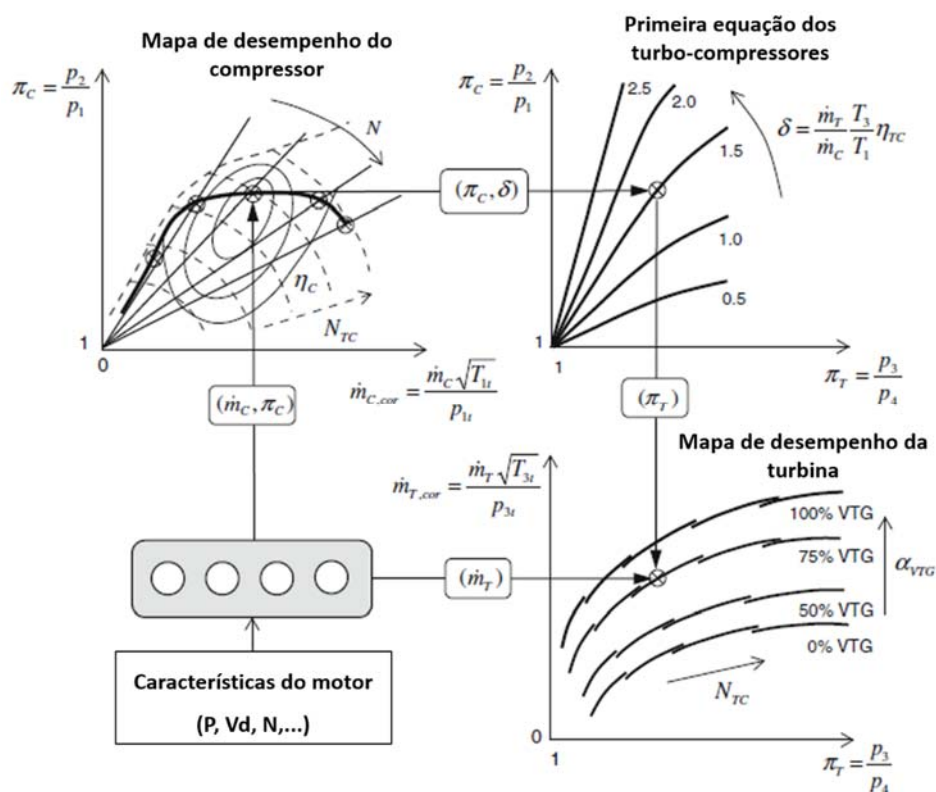
Motores atuais, desenvolvidos a partir de um conceito *downsizing*, utilizam os turbo-compressores para recuperação da potência perdida pela a redução do volume deslocado. Experimentos com motores *downsizing* apresentam reduções no consumo de combustível entre 15 a 18%, reduções também nas emissões de hidrocarbonetos



e óxidos de nitrogênio, cerca de 18% e 12% respectivamente. Níveis de eficiência de conversão de combustível atingidos por esses motores ultrapassam valores de 40%, (Fraser *et al.*, 2009; Boretti, 2012; Baêta *et al.*, 2015).

O dimensionamento do conjunto turbo-compressor, também chamado de *turbo-matching*, é desenvolvido de acordo com a aplicação do motor, otimizando seu funcionamento uma determinada faixa de operação. A Figura 25 apresenta uma metodologia desenvolvida por (Shafer, 2015) para dimensionamento de turbo-compressores. Nessa metodologia, a partir de informações características do motor como, potência máxima a ser gerada, volume deslocado, rotação de potência máxima entre outros parâmetros, consegue-se determinar dimensões e parâmetros do turbo-compressor.

**Figura 25 – Dimensionamento de um turbo-compressor – Turbo Matching**

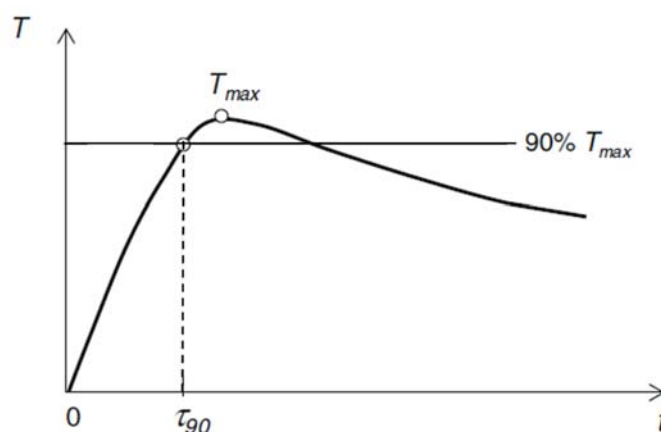


Fonte: adaptado de SHAFER (2015)

Os turbo-compressores necessitam de uma certa quantidade de energia para superar a inércia mecânica do conjunto, rotores e eixo, e entrar em funcionamento. O intervalo de tempo que o turbo-compressor necessita para atingir o torque máximo do

motor, a partir da condição de marcha lenta, é chamado *turbolag*. Para caracterizar o *turbolag* de um turbo compressor, o tempo de resposta  $\tau_{90}$  é definido como o intervalo de tempo que, durante a aceleração do motor, é requerido para se atingir 90% do torque máximo conforme mostrado na Figura 26, (Shafer, 2015).

**Figura 26 – Tempo de resposta de um turbo-compressor - *turbolag***



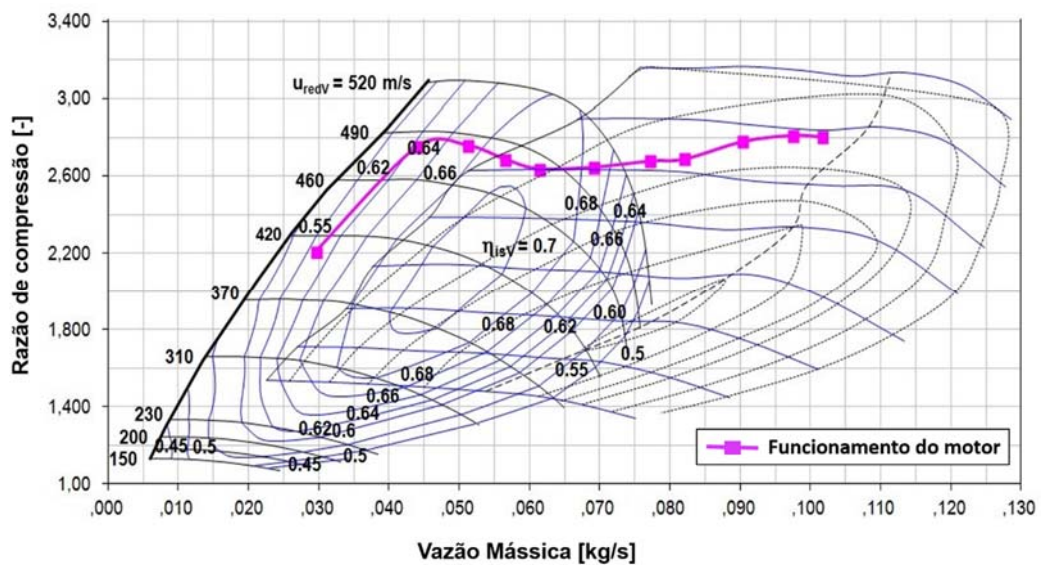
Fonte: adaptado de SHAFER (2015)

Motores com turbo-compressores maiores, dimensionados para altas rotações, apresentam um maior *turbolag*, devido a sua maior inércia mecânica. O baixo torque produzido por esses motores em baixas rotações, dependendo da aplicação, pode ser um inconveniente para o usuário. Com o objetivo de diminuir o efeito do *turbolag* nos motores, estratégias de utilização de turbo-compressores de duplo estágio ou *twin-stage*, tem sido aplicadas.

O *twin-stage* consiste na aplicação de dois turbo-compressores acoplados ao motor, sendo o primeiro de menor tamanho, responsável por produzir torque em baixas rotações, e o segundo, de tamanho maior responsável por produzir torque em altas rotações. Desenvolvimento de turbo-compressores *twin-stage*, apresentaram uma razão de compressão do ar ao passar pelo compressor entre 2,6 a 2,8 na faixa de rotação do motor entre 1000 a 5000 rpm, (Pontoppidan e Baeta, 2015). Níveis de eficiência de conversão de combustível com a utilização de turbo-compressores *twin-stage* alcançaram valores de 44%, (Baêta *et al.*, 2015). A Figura 27 ilustra a transição entre os dois mapas de desempenho do compressor em um sistema *twin-stage*,

durante o funcionamento do motor. Sistemas mais modernos, utilizam compressores com acionamentos elétricos para operarem em baixas rotações do motor. Os sistemas *twin-stage* híbridos, como são conhecidos, tem como objetivo minimizar ainda mais o *turbolag* nessa faixa de funcionamento, gerando altos torques quase que instantaneamente, (Shafer, 2015).

**Figura 27 – Mapas de funcionamento turbo-compressor *twin-stage***



Fonte: BAETA (2015)

### 2.5.2. Vantagens da Combinação entre Turbo-Compressores e Injeção Direta de Combustível

As vantagens da combinação entre turbo-compressores e injeção direta de combustível podem ser agrupadas em três importantes aspectos de um motor de combustão interna: a carga mecânica que o motor é submetido, a carga térmica devido as condições de operação e os níveis de emissões de poluentes.

A utilização da injeção direta de combustível traz como vantagem à carga mecânica, a possibilidade de aumentá-la. O aumento da PME é possível devido ao aumento da resistência à detonação, sendo que o efeito de resfriamento do ar é maximizado com a injeção direta de combustível, e também, em particular para baixas rotações, a introdução de combustível pode ser atrasada até depois do fechamento da válvula de exaustão. Uma vez que a estrutura do motor é projetada para suportar cargas maiores, a combinação de turbo-compressores e injeção direta de combustível

possibilita aos motores operarem em níveis de cargas entre 30-35 bar de PME, o que é significativamente maior do que as cargas atingidas com os convencionais sistemas *PFI*, (Zhao, 2010).

A combinação da injeção direta de combustível e turbo-compressores tem efeitos contraditórios no motor em termos da carga térmica. Primeiramente, a carga térmica aumentará com o aumento da PME, porém, uma vez que o aumento da carga térmica não está ligado apenas a essa combinação, a injeção direta pode auxiliar na mitigação da carga térmica devido a vários fatores. O efeito de resfriamento do ar tende a aumentar o limite de detonação, que por sua vez, permite o processo combustão acontecer o mais próximo de *MBT* e o aumento da razão volumétrica de compressão. Esses efeitos reduzem significativamente a temperatura dos gases no instante de abertura da válvula de exaustão, quando comparado com os sistemas *PFI*. A redução de temperatura por sua vez reduz a temperatura de entrada na turbina e também reduz a necessidade de enriquecimento da mistura para proteção do componente. Consecutivamente, há uma significativa melhoria no consumo de combustível em baixas cargas, devido ao aumento da razão volumétrica de compressão, e em altas cargas, devido a redução do enriquecimento da mistura, (Zhao, 2010).

A injeção direta de combustível proporcionou importantes melhorias nas emissões de poluentes de motores sobrealimentados. A utilização de injeção direta de combustível possibilita ao motor operar com misturas estratificadas. Assim, a temperatura média da câmara de combustão é reduzida, o que por sua vez reduz as emissões de  $\text{NO}_x$ . O resfriamento do ar admitido pela utilização de injeção direta de combustível possibilita o aumento da razão volumétrica de compressão no motor, que por sua vez, promove o aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados, devido a uma maior quantidade de combustível que entra no *cilindro*, (Zhao, 2010).

A estratégia de dividir o evento de injeção direta de combustível em vários sub eventos menores, chamada *split-injection*, tem sido aplicada de forma a permitir a formação de uma mistura principal pobre e homogênea e uma mistura secundária, próximo a vela de ignição, rica e estratificada. A queima da mistura pobre e homogênea pela frente de chama iniciada, pela vela de ignição, na região mais rica, deve apresentar níveis aceitáveis de estabilidade da combustão, mesmo em ignições extremamente atrasadas, 20-30° DPMS. A adoção desse tipo de estratégia resulta,

por exemplo, na redução de consumo de combustível durante a fase de aquecimento do catalizador. Gases de combustão mais quentes são fornecidos ao catalizador no instante de abertura da válvula de exaustão, devido ao atraso no evento de combustão. Isso, respectivamente, significa que a massa de NOx não convertido que passa pelo catalizador é minimizada e a temperatura dos gases de exaustão é maximizada, durante o período de aquecimento do catalizador. Assim, ambos efeitos são positivos para a redução das emissões de poluentes, (Zhao, 2010).

A utilização da estratégia split-injection em outras condições de operação do motor, pode acarretar no aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados, devido a queima parcial do combustível que porventura atingiu as paredes do cilindro ou do pistão. Com o objetivo de minimizar esse efeito, a pressão e o instante de injeção devem ser levados em consideração durante a calibração do motor, (Zhao, 2010).

## **2.6. Recirculação dos Gases de Escape**

A recirculação dos gases de escape, do inglês, *Exhaust Gas Recirculation – EGR*, consiste na reintrodução de gases queimados no cilindro. A *EGR* tem o objetivo de reduzir tanto as emissões de oxido de nitrogênio NOx quanto os níveis de consumo de combustível em alguns pontos de operação do motor. A fração de gases queimados recirculados na admissão produzem uma significativa diluição da mistura ar-combustível, portanto, reduz a temperatura na câmara de combustão e, como consequência, reduz a formação de NOx. Além disso, a diluição da mistura permite a redução tanto das perdas por bombeamento em cargas parciais, quanto das perdas por transferência de calor através das paredes da câmara de combustão, resultando no aumento da eficiência de conversão de combustível do motor, (Galloni *et al.*, 2012).

A diluição da mistura ar-combustível feita por *EGR* reduz a taxa de queima do combustível com a redução do aumento da temperatura durante a combustão e propicia a inibição de detonação, (Zhao, 2010). As baixas temperaturas que podem ser atingidas nos dutos de escape com a utilização de *EGR* evitam danos aos metais nobres de conversores catalíticos, (Fontana e Galloni, 2010).

Segundo (Ozdor *et al.*, 1994), altas taxas de diluição por *EGR* aumentam a variabilidade cíclica do início da combustão devido a diluição da mistura ar-

combustível na vizinhança da vela de ignição, porém, uma vez iniciado o processo de combustão, a diluição por *EGR* promove uma queima mais estável, (Zhao, 2010).

A recuperação da taxa de queima do combustível, reduzida pela diluição por *EGR*, poder ser efetuada por meio da estrutura de fluxo dentro do cilindro, principalmente no final da combustão onde a taxa de queima desacelera significativamente, (Zhao, 2010).

A utilização de *EGR* demonstra um potencial na substituição de enriquecimento da mistura para a mitigação da detonação. Assim, níveis de emissões de monóxidos de carbono e hidrocarbonetos são reduzidos, (Grandin e Ångström, 1999).

O cálculo percentual de *EGR* pode ser definido como, (Heywood, 1988):

$$EGR = \left( \frac{m_{EGR}}{m_{ar}} \right) \cdot 100 \quad (45)$$

Onde  $m_{EGR}$  é a massa de escape pós combustão recirculado, kg, e  $m_{ar}$  é a massa de ar admitido, kg, logo, a fração de gás queimado,  $x_b$ , presente na mistura fresca dentro do cilindro é, (Heywood, 1988).

$$x_b = \left( \frac{m_{EGR} + m_r}{m_{total}} \right) \cdot 100 \quad (46)$$

Onde  $m_r$  é a massa de gás queimado residual do ciclo anterior de funcionamento do motor, kg, e  $m_{total}$  é a massa total de gases presente no cilindro, kg.

Os sistemas de *EGR* podem ser divididos em dois grandes grupos, sistemas de *EGR* interna e externa.

### **2.6.1. Sistema de Recirculação de Gases Internamente – I-EGR**

A *EGR* interna em motores, é realizada através da alteração dos instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão e escape, respectivamente. Em cargas parciais, a influência positiva do fechamento tardio da válvula de exaustão na lavagem, *scavenging*, da câmara de combustão, normalmente vista em altas rotações do motor, tende a reduzir. Devido a redução da carga e da rotação do motor, o fechamento tardio da válvula de exaustão promove o retorno dos gases de escape do

coletor de exaustão para o coletor de admissão, que por sua vez, aumenta a diluição da mistura fresca por gases de escape. Um efeito similar é associado ao fechamento da válvula de exaustão APMS. Devido ao fechamento da válvula de exaustão ser adiantado para antes do PMS, grandes quantidades de gases queimados são armazenados dentro do cilindro ao final da fase de exaustão, (Bonatesta *et al.*, 2016).

Atualmente, a possibilidade de empregar condições de cruzamento de válvula negativo ao motor, torna possível obter EGR interna para precisamente controlar tanto o pico de temperatura da combustão, visando a redução da emissão de NO<sub>x</sub>, quanto a perda de calor da mistura para as paredes do cilindro, (Baêta *et al.*, 2015).

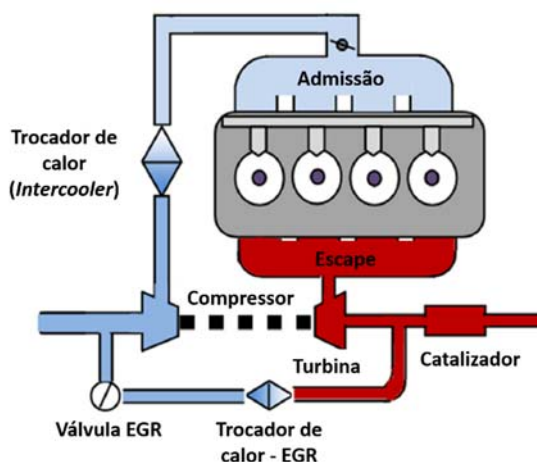
Segundo (Fontana e Galloni, 2009), o atraso tanto do fechamento da válvula de exaustão quanto da abertura válvula de admissão, mantendo-se o mesmo cruzamento de válvulas, causa o intenso fluxo reverso durante o fechamento da válvula de admissão (ciclo reverso de Miller), o que por sua vez, combinado com a EGR interna, possibilita atingir altos níveis de *de-throttling*, resultando na redução das perdas por bombeamento em cargas parciais e no aumento da economia de combustível em diversas condições de utilização do motor.

### **2.6.2. Sistema de Recirculação de Gases Externos**

O sistema de *EGR* externa pode ser dividido em dois sub grupos: os resfriados e os não-resfriados. Em sistemas com *EGR* externa não-resfriada parte dos gases de escape são retirados do coletor de escape e introduzidos diretamente no coletor de admissão. Através de um válvula inserida na tubulação de *EGR*, a quantidade de gas recirculado é controlada, (Zhao, 2010).

Atualmente, o sistema de *EGR* externa resfriada, ou *Cooled-EGR*, é o mais utilizado em motores de combustão interna do ciclo Otto em cargas elevadas. Esse sistema consiste na reintrodução de parte dos gases de escape, dosados por uma válvula e refrigerados por trocadores de calor, no coletor de admissão. Devido as menores temperaturas que os gases de escape são introduzidos na admissão, ocorrem maiores efeitos de resfriamento da câmara de combustão, redução do consumo de combustível e dos níveis de emissões de poluentes, e da supressão de autoignição e conseqüentemente da detonação, (Zhao, 2010). A Figura 28 ilustra um sistema de *EGR* externa resfriada e seus principais componentes.

**Figura 28 – Sistema de EGR externa resfriada – Cooled EGR**



Fonte: adaptado de SU (2014)

A utilização de *EGR* externa resfriada, apesar de diminuir a eficiência volumétrica e então o torque do motor, apresentou-se ser uma opção para mitigar a tendência a detonação, possibilitando a aplicação do avanço de ignição para MBT e redução do consumo de combustível, (Fontana e Galloni, 2010). Combinações entre aumento da razão volumétrica de compressão e a utilização de *EGR* externa resfriada apresentaram ganhos na eficiência térmica de 2,1 a 3,5%, (Su *et al.*, 2014). Simulações de motores equipados com sistema de *EGR* resfriada apresentaram, em alguns casos uma redução de 5,9% no consumo específico de combustível, e a redução do pico de temperatura dos gases dentro do cilindro, (Fabio *et al.*, 2015). Aplicação de *EGR* externa resfriada é desejada para reduzir o enriquecimento da mistura em altas cargas e altas rotações, o que por sua vez, resulta na desaceleração da combustão. A re-aceleração da combustão pode ser realizada com maiores pressões de sobrealimentação, o que em muitas aplicações, torna necessário uma revisão do *turbo matching* anteriormente calculado, (Zhao, 2010).

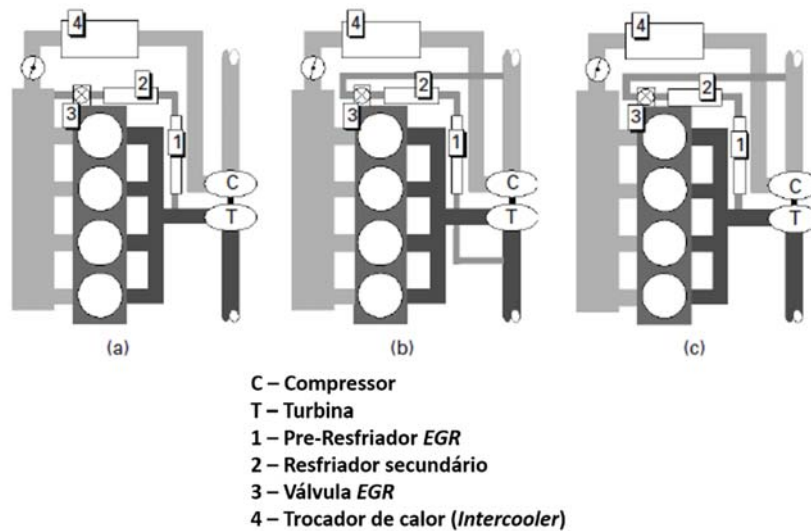
### **2.6.3. Layouts dos Sistemas de Recirculação de Gases de Escape**

O sistema de *EGR* externa resfriada apresenta, basicamente, três tipos de arranjos ou *layouts* para seus circuitos. Os três principais arranjos são: arranjo de alta



pressão ou pós-compressor, arranjo de baixa pressão ou pre-compressor e arranjo híbrido, (Zhao, 2010). A Figura 29 apresenta os três arranjos para o sistema de EGR externa resfriada.

**Figura 29 – Arranjos (a) Alta pressão, (b) baixa pressão e (c) híbrido para sistema EGR externa resfriada**



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

O arranjo de alta pressão, contribui para a durabilidade e a eficiência do compressor e minimiza o volume morto dos dutos do sistema EGR que atenuam as ondas de pressão no coletor de escape. Em contrapartida, apresenta dificuldades para distribuir a mesma quantidade de EGR para cada cilindro e a necessidade de um alto grau de resfriamento dos gases. O arranjo de baixa pressão, apresenta uma baixa demanda por resfriamento dos gases, uma distribuição de EGR mais equilibrada entre os cilindros e melhora a resposta de acionamento da turbina, porém, afeta a durabilidade e eficiência do compressor, requer um compressor maior para fornecer a mesma massa de ar ao motor e aumenta o volume morto do sistema de EGR que atenua as ondas e pressão no coletor de escape. O arranjo híbrido, possibilita a maior diluição por EGR, devido a maior diferença de pressão entre os pontos de coleta dos gases de escape e reintrodução na admissão, e uma distribuição de EGR mais equilibrada entre os cilindros, contudo, requer um alto grau de resfriamento, afeta a durabilidade e eficiência do compressor, requer um compressor maior para fornecer a

mesma massa de ar ao motor e apresenta limitações de resposta em regimes transientes, (Zhao, 2010).

## 2.7. Comando de Válvulas com Variadores de Fase

O processo de troca gasosa em um motor de combustão interna de quatro tempos inicia com a abertura da válvula de admissão cerca de 10 a 20° APMS, como o pistão move-se para o PMI a pressão dentro do cilindro torna-se inferior a pressão na admissão, assim, o ar flui para dentro do cilindro. A válvula de admissão se mantém aberta até 50 a 70° DPMS para que o ar fresco continue a encher o cilindro. O processo de exaustão, usualmente, se inicia de 40 a 60° APMS. Durante a abertura da válvula de exaustão acontece o *blowdown*. A diferença de pressão entre o cilindro e coletor de escape resulta na saída dos gases de combustão, esse processo dura até o PMI. A partir do PMI o pistão desloca-se para PMS expulsando os gases de combustão remanescentes dentro do cilindro, esse processo é denominado bombeamento ou *displacement*. Tipicamente, a válvula de exaustão fecha entre 15 a 30° DPMS. O período no qual ambas válvulas estão abertas é denominado cruzamento de válvulas ou *overlap*. Quando a razão de pressões entre a admissão e a exaustão é menor que 1, durante o cruzamento de válvulas, ocorre o retorno dos gases de escape para a admissão. Em altas rotações devido ao escoamento pulsante no conduto de descarga um gradiente de pressão favorável a admissão de mistura fresca é criado e proporciona ganhos na eficiência volumétrica devido ao cruzamento de válvulas, (Heywood, 1988). O comando de válvulas, montado em sincronismo com o eixo virabrequim, é o componente no motor responsável pela abertura, e em alguns casos pelo fechamento, das válvulas de admissão e escape.

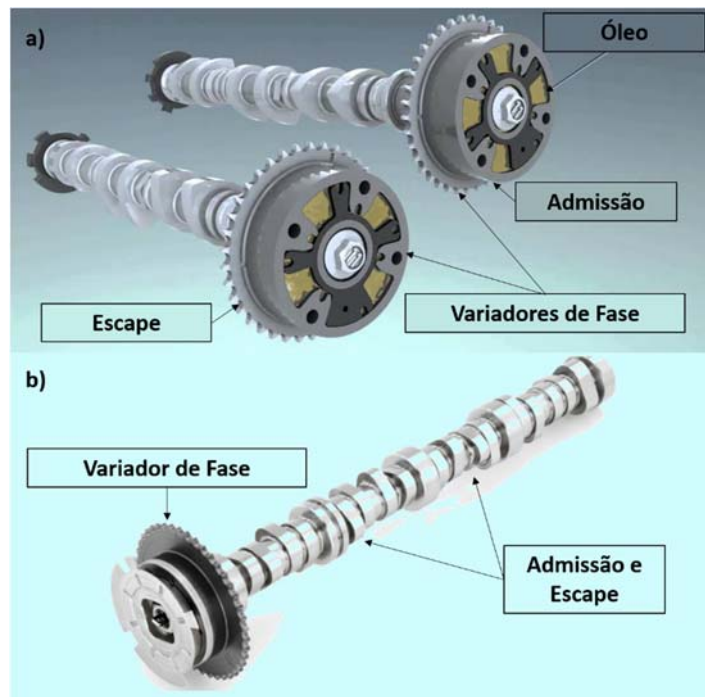
A posição onde as válvulas de admissão e escape abrem e fecham, na maioria dos motores, é controlada pelo comando de válvulas e não muda em função da rotação do motor. Assim, um ciclo fixo de abertura e fechamento das válvulas é desenvolvido para uma faixa específica de utilização do motor, baseado em sua aplicação. Para motores estacionários isso não é um problema, porém, para motores automotivos que operam em uma ampla faixa de rotação, os tempos de válvula são um compromisso entre vários fatores de desempenho. O resultado dessa posição única dos tempos de válvula é a redução da eficiência volumétrica do motor tanto em altas quanto em baixas rotações, (Pulkrabek, 1997).

O comando de válvulas com variador de fase, do inglês *Variable Valve Timing* – *VVT*, é a alternativa que soluciona o inconveniente efeito do diagrama de válvula fixo, resultando na maximização do desempenho do motor em todo o seu mapa de funcionamento. O *VVT* permite a abertura das válvulas em diversos ângulos diferentes, dependendo das condições de carga e rotação do motor. Em marcha lenta, com o corpo de borboleta praticamente fechado, o cruzamento de válvula é minimizado para reduzir o retorno dos gases de escape para a admissão. Em baixas rotações, as válvulas de admissão são fechadas mais cedo para aumentar a eficiência volumétrica e o torque. Em altas rotações, com o corpo de borboleta totalmente acionado, as válvulas de admissão são fechadas tardiamente para aumentar a eficiência volumétrica e a potência, (Ferguson, 2015).

Tipicamente, o *VVT* é implementado por um variador de fase, capaz de adiantar e atrasar os eventos de válvula, através de um atuador hidráulico anexado junto ao comando de válvulas. A fase do comando de válvulas é controlada pela ECU de acordo com a condição operacional do motor. O sistema pode então, variar continuamente os eventos de válvula em uma ampla faixa de até 60°, ou somente alternar entre dois estágios com ângulos previamente determinados, (Wang, 2007).

Idealmente, utiliza-se o sistema de duplo-variador de fase, ou *Dual-CVVT*, em comando de válvulas independentes, para acionar tanto a válvula de admissão quanto a válvula de escape continuamente. Contudo, devido a restrições de custo e *layout* do motor, o sistema de comando de válvulas concêntricos equipados com variadores de fase, ou *Cam-in-Cam CVVT System*, tem se mostrado uma alternativa economicamente acessível, porem limitada em termos de benefícios ao desempenho do motor. A Figura 30 ilustra o sistema *Dual-CVVT* e o sistema *Cam-in-Cam CVVT*.

Figura 30 – Sistema a) *Dual-CVVT* e b) *Cam-in-Cam CVVT*



Fonte: adaptado de SILVA (2016)

Segundo (Fontana e Galloni, 2009), os efeitos relacionados com a abertura da válvula de admissão, como o deslocamento da mistura fresca com gases residuais da queima durante o cruzamento de válvulas, apresentaram melhorias de até 10% no consumo de combustível quando estratégias de abertura antecipada da válvula de admissão foram aplicadas. Segundo (Bonatesta *et al.*, 2016), a utilização de sistema *Dual-CVVT* em motores de injeção indireta e direta apresentaram ganhos máximos de 8% e 5%, respectivamente, no consumo de combustível. Os resultados obtidos com a utilização de um sistema *Cam-in-Cam* em um motor operando em várias condições de funcionamento, apresentaram uma relação linear entre o instante de abertura da válvula de admissão e a rotação e carga, (Silva *et al.*, 2016). Simulações de um motor equipado com um sistema *VVT*, apresentaram ganhos de 6% na potência máxima e a redução de 13% do consumo específico de combustível, (Sher e Bar-Kohany, 2002). Os experimentos realizados com um motor de grande porte, apresentaram uma relação bem estabelecida entre o ângulo de velocidade máxima do pistão e o ângulo de deslocamento máximo da válvula de admissão, em cada condição de rotação, resultando no aumento da eficiência volumétrica, (Titolo, 1991).

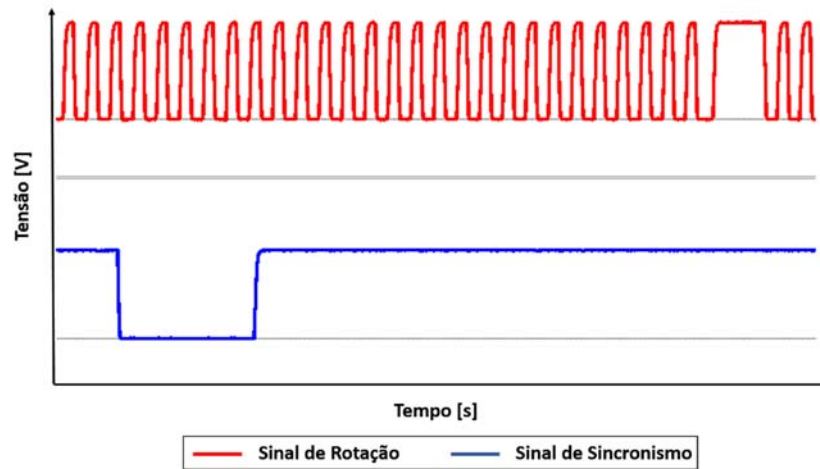
## 2.8. Controle Eletrônico do Motor

Antigamente, o fornecimento de combustível aos motores era realizado por um sistema totalmente mecânico chamado carburador. Devido a limitação do carburador em fornecer a quantidade precisa de combustível para as diversas condições de funcionamento do motor, somado ao surgimento das legislações reguladoras dos níveis de emissões de poluentes e a busca por motores mais eficientes, o sistema de alimentação de combustível mecânico foi substituído por um sistema eletrônico de injeção de combustível, (Rodrigues Filho, 2014).

O controle eletrônico do motor é feito por uma unidade central eletrônica, UCE, que é a responsável por todo o gerenciamento dos sistemas do motor. Por meio da leitura dos sensores instalados no motor, a UCE calcula, por exemplo, a quantidade e o instante em que o combustível deve ser injetado no cilindro e quando será a ignição da mistura ar-combustível. Além disso, através da programação do software instalado na UCE, os sistemas auxiliares do motor responsáveis, por exemplo, pelo posicionamento da válvula borboleta, pela pressão de sobrealimentação, pelo posicionamento do comando de válvulas e pelo acionamento da válvula *EGR*, são controlados e acionados conforme cada regime de funcionamento do motor, (Baêta, 2006).

Atualmente, o sincronismo do motor é detectado pela UCE através de um sensor de rotação, instalado no bloco do motor para a leitura da roda fônica, e o sensor de fase ou de sincronismo, instalado no cabeçote para a leitura da referência anexado ao comando de válvulas. A Figura 31 ilustra os sinais característicos dos sensores, do tipo *hall*, de rotação e de sincronismo. Para o funcionamento do motor, é inserido na UCE o posicionamento angular de PMS de um cilindro, então, com base nos sinais de rotação e de sincronismo, a UCE calcula o instante de injeção de combustível e ignição para os demais cilindros, (Baêta, 2006).

**Figura 31 – Sinais característicos dos sensores de rotação e de sincronismo**



Fonte: próprio autor

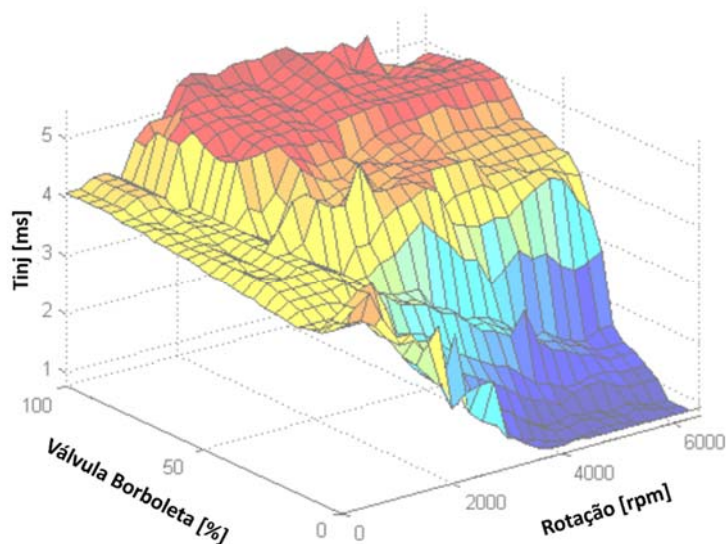
Os sistemas de injeção eletrônica se baseiam na determinação da vazão mássica de ar para os cilindros de forma a fornecer a vazão mássica de combustível necessária para o funcionamento do motor. A classificação dos sistemas de injeção, segundo a estratégia de definição do tempo de injeção, proposta por (Glehn, 2009) é:

1. Mapeamento do ângulo da válvula borboleta por rotação do motor: nesse caso, o tempo básico de injeção é definido em função do ângulo da válvula borboleta e da rotação do motor, gerando uma tabela de tempos básicos de injeção que são memorizados na UCE;
2. Densidade do ar por rotação do motor (*Speed Density*): o tempo básico de injeção é calculado, indiretamente, em função do fluxo de ar admitido. A vazão mássica de ar é determinada pela rotação do motor, pelo volume dos cilindros e pela densidade do ar, e esta densidade, é calculada a partir da pressão e a temperatura do ar medidas no coletor de admissão;
3. Medidor da vazão mássica de ar: o tempo básico de injeção é calculado, diretamente, em função da massa de ar admitida. A massa de ar admitida é determinada por um medidor de massa de ar, que pelo seu princípio de funcionamento, já corrige automaticamente, as variações da pressão atmosférica, da temperatura ambiente e até da umidade relativa do ar.

Os sistemas de injeção de combustível são dotados de um sensor de oxigênio, chamado de sonda lambda. O sensor lambda, gera um sinal de tensão proporcional à

diferença de concentrações de oxigênio entre a exaustão e o ambiente. Como o cálculo inicial da vazão mássica de ar é grosseira, a sonda lambda detecta desvios na concentração de oxigênio na exaustão, indicando se a mistura ar-combustível está estequiométrica, rica ou pobre. Com essa informação, a UCE pode corrigir a quantidade de combustível injetada no cilindro visando manter a mistura com a razão ar-combustível desejada. A utilização do sensor lambda permite o controle da vazão de combustível em malha fechada, corrigindo o tempo de injeção baseado na qualidade da combustão, (Baêta, 2006). A Figura 32 apresenta um mapa de injeção de combustível em função do percentual de acionamento da válvula borboleta e da rotação do motor.

**Figura 32 – Mapa de injeção de combustível**

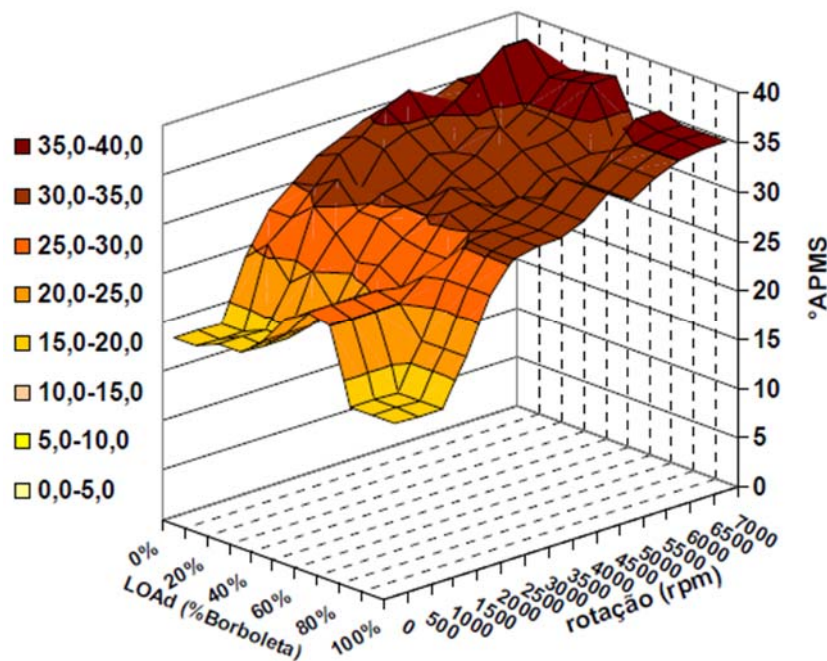


Fonte: RODRIGUES FILHO (2014)

Os sistemas de ignição da mistura ar-combustível são controlados pela UCE através da pressão no coletor de admissão e da posição angular do virabrequim. A pressão no coletor de admissão do motor pode ser identificada em função da posição da válvula borboleta ou por um sensor composto por extensômetros aplicados a um diafragma de silício (*strain gauge*), capaz de medir a pressão absoluta no coletor de admissão. A rotação do motor e a posição angular do virabrequim são mensurados pelo sensor de rotação, conforme anteriormente mostrado. Baseado na pressão do ar no coletor de admissão e na rotação do motor pode-se inserir na UCE o mapa básico

de ignição. O controle do avanço de ignição pode ser realizado em malha fechada. Através de um acelerômetro instalado no bloco do motor, o fenômeno de detonação é detectado e a UCE adota estratégias de redução do avanço de ignição no objetivo de evitá-lo, (Rodrigues Filho, 2014). A Figura 33 ilustra o mapa de avanço de ignição em função da pressão no coletor de admissão e da rotação do motor.

**Figura 33 – Mapa de avanço de ignição**



Fonte: AMORIM (2005)

### **2.8.1. Ensaios Dinamométricos**

A experimentação de motores de combustão interna representa uma importante etapa da pesquisa e do desenvolvimento de motores. Os ensaios dos motores, durante seu desenvolvimento, são realizados através de dinamômetros de bancada controlados eletronicamente por um computador. Nesses ensaios o motor é devidamente instrumentado com sensores, e os sinais desses sensores, ligados a um sistema de aquisição de dados. Durante a pesquisa, os sistemas automáticos de controle do motor são reduzidos, de forma a permitir uma maior flexibilidade na modificação e ajuste dos parâmetros de calibração do motor. Os resultados obtidos por esses ensaios revelam o comportamento do motor quanto ao seu desempenho,



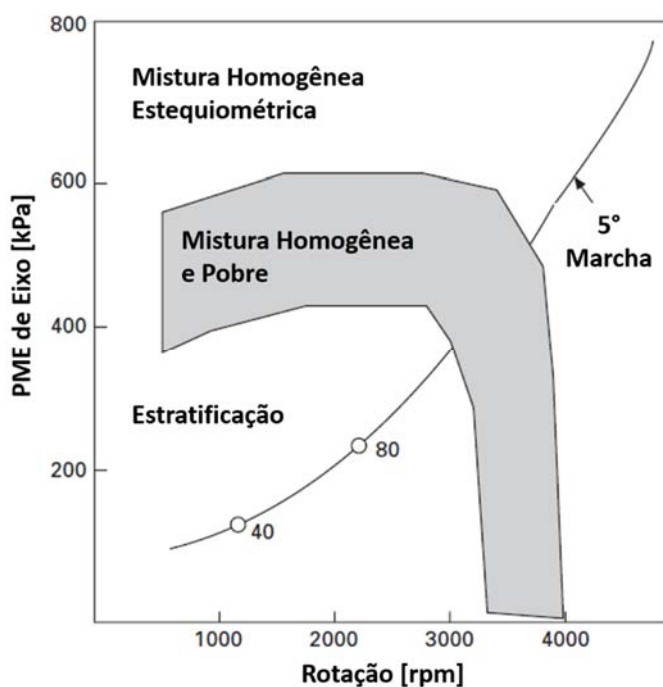
emissões de poluentes, durabilidade e confiabilidade do motor. Todos os procedimentos e os requisitos para a elaboração e realização dos ensaios dinamométricos estão descritos na norma NBR 1585 (ABNT, 1996), (Baêta, 2006).

## 2.9. Estado da Arte

Uma das principais fases do desenvolvimento de motores é a integração das diversas tecnologias desenvolvidas para o aumento da eficiência de conversão de combustível e a redução das emissões, bem como a aplicação dessas tecnologias em todo o mapa de funcionamento do motor. O Mapa de Estratégias de Controle do Motor, MECM, é o resultado da definição das condições de operação do motor utilizando as tecnologias empregadas a ele. Com o objetivo de atender a as normas estabelecidas para o desenvolvimento de novos motores e lançar ao mercado um produto competitivo, cada desenvolvedor, baseado nas tecnologias utilizadas, estabelece o MECM aplicado a seu motor.

A Mitsubishi Motors, em 1996, estabeleceu o MECM aplicado ao primeiro motor de injeção direta a gasolina desenvolvido por ela, conforme a Figura 34. A estratégia de utilização de mistura homogênea é utilizada para o motor operando em altas cargas. Na maior parte dessa zona o motor utiliza mistura estequiométrica, porém opera com a mistura ligeiramente rica em condições de plena carga. Em cargas mais baixas o motor opera com mistura homogênea e pobre para melhoria no consumo de combustível. A estratificação é realizada nas menores cargas de operação do motor. Os resultados obtidos com a aplicação desse MECM, quando comparados aos resultados de um motor de mesmo volume deslocado equipado com um sistema *PFI* de injeção de combustível, apresentam melhorias de 5% na aceleração de 0-100 km/h do veículo, aumento da eficiência volumétrica de 5% em todo o mapa de operação do motor e, incluindo o aumento da razão volumétrica de compressão do motor devido a utilização de injeção direta, a potência apresentou um ganho máximo de 10%, (Zhao *et al.*, 1999).

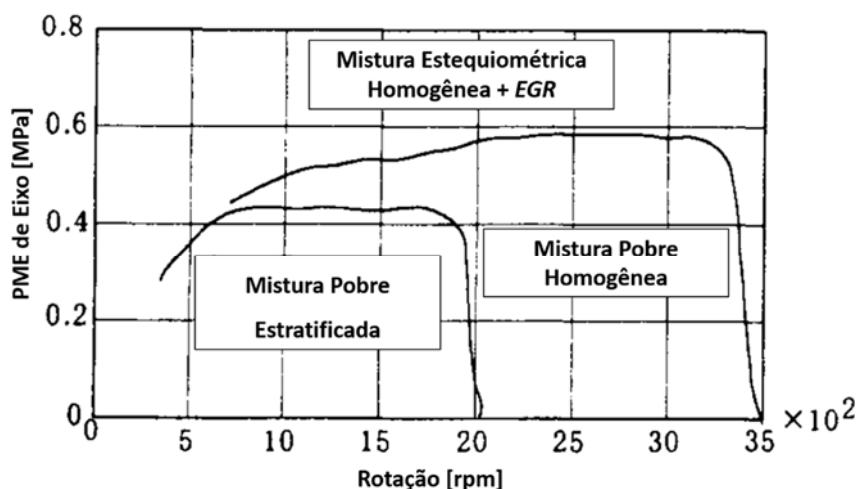
**Figura 34 – Mapa de estratégias de controle do motor - Mitsubishi**



Fonte: adaptado de ZHAO (1999)

O motor de injeção direta a gasolina desenvolvido pela Nissan chamado NEODi, do inglês, *Nissan Ecology Oriented performance and Direct Injection*, foi projetado com a vela de ignição centralizada e o injetor localizado abaixo do pórtico de admissão entre as duas válvulas de admissão. O motor pode operar tanto com mistura estratificada quanto com mistura homogênea. Uma redução de 30% das emissões de hidrocarbonetos não queimados durante a partida a frio do motor foi alcançada quando comparado a um motor equipado com um sistema *PFI*. O motor é capaz de operar, tendo uma aceitável estabilidade de combustão, com misturas pobres com razão ar-combustível de 40, resultando em 20% de redução do consumo de combustível quando comparado com um motor equipado com um sistema *PFI*, operando com mistura estequiométrica, (Zhao *et al.*, 1999). A Figura 35 apresenta o MECM aplicado pela Nissan ao motor.

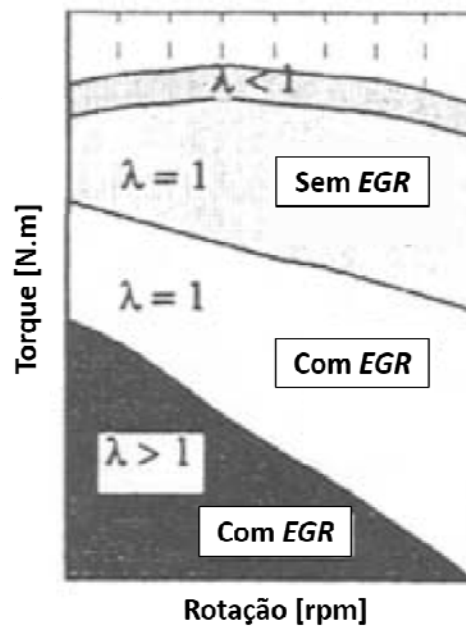
**Figura 35 – Mapa de estratégias de controle do motor - Nissan**



Fonte: adaptado de ZHAO (1999)

O sistema de injeção direta de gasolina desenvolvido pela Mercedes – Benz, tem o injetor de combustível montado na vertical e centralizado na câmara de combustão. Os testes dinamométricos sistema de injeção direta desenvolvido pela Mercedes-Benz, para uma faixa de pressão de injeção de combustível entre 4 e 12 MPa, indicaram que o consumo de combustível, as emissões de hidrocarbonetos não queimados e a covariância da PME são minimizados com a pressão de 8 MPa, contudo, o nível de emissão de NOx encontrado para essa condição foi elevado. Os resultados revelaram que a duração da combustão é mais curta com a pressão de injeção de combustível de 8 MPa e que corresponde ao instante de 50% do calor liberado antes do PMS durante a compressão. Somado a redução do consumo de combustível, as emissões de NOx apresentaram uma redução de, aproximadamente, 35%, porém, as emissões de hidrocarbonetos não queimados foram significativamente maiores, se comparado com o motor convencional equipado com sistema *PFI*, (Zhao *et al.*, 1999). A Figura 36 ilustra o MECM proposto pela Mercedes – Benz.

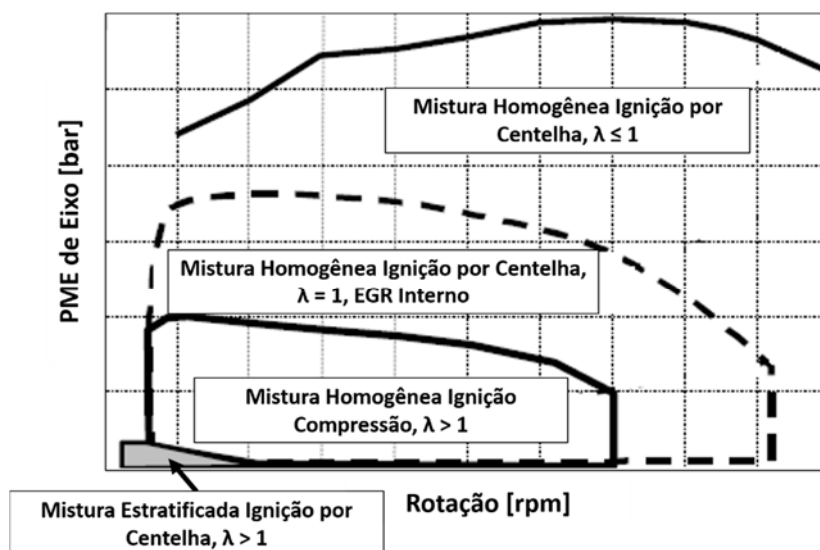
Figura 36 – Mapa de estratégias de controle do motor – Mercedes - Benz



Fonte: adaptado de ZHAO (1999)

A AVL desenvolveu um motor de combustão interna capaz de operar tanto como ignição por compressão quanto ignição por centelha, chamado *CSI*, do inglês *Compression and Spark Ignition engine*. O MECM proposto para o motor é apresentado na Figura 37. Os resultados do motor mostraram que a auto ignição da mistura homogênea é factível para aplicação veicular com todos as solicitações do regime transiente. As emissões atingiram níveis 14% inferiores ao limite estabelecido pela EURO4. A economia de combustível atingiu uma redução de 10-15% no ciclo de utilização, conforme previsto pelo desenvolvedores do motor, (Fuerhapter *et al.*, 2004).

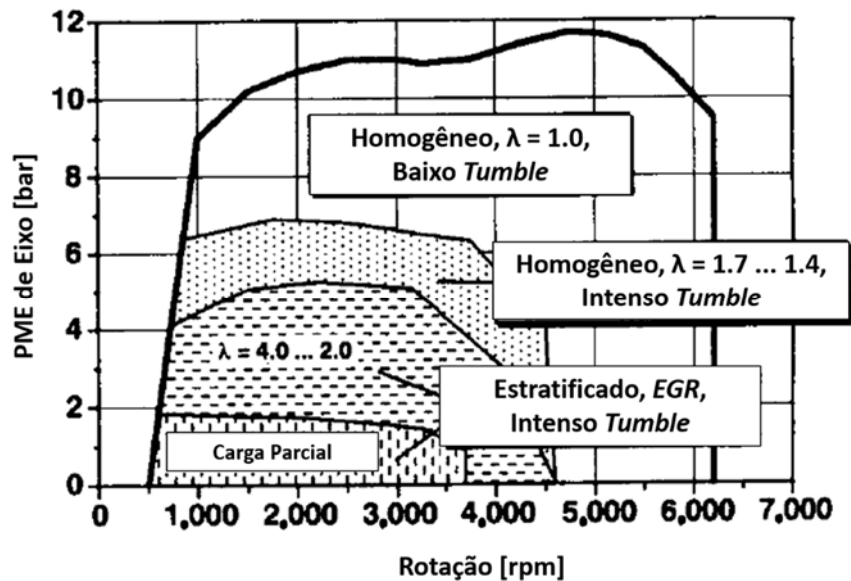
Figura 37 – Mapa de estratégias de controle do motor – AVL



Fonte: adaptado de FUERHAPTER (2004)

A FEV desenvolveu um motor com controle da estrutura de fluxo e injeção direta de gasolina. Nesse sistema, um significativo *tumble* é gerado através de restrições móveis instaladas na admissão do motor. O *tumble* gerado é utilizado para estabilizar a mistura estratificada. Os estudos mostraram que para um sistema *spray-guided*, a liberação de calor é maior nos primeiros estágios da combustão, porém, é reduzida significativamente da metade para o final do processo de combustão. Similar características é também observada em sistemas *wall-guided*. O sistema de fluxo guiado gera uma maior eficiência de combustão quando comparado com sistemas *spray-guided* e *wall-guided* alternativos, e apresenta uma combustão mais centralizada quanto a duração da queima de combustível. A Figura 38 ilustra o MECM elaborado pela FEV, (Zhao *et al.*, 1999).

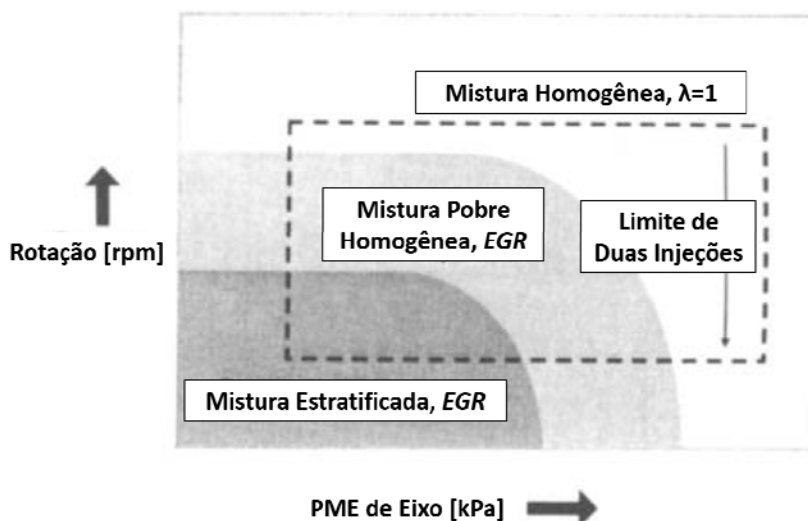
Figura 38 – Mapa de estratégias de controle do motor – FEV



Fonte: adaptado de ZHAO (1999)

A Orbital, desenvolveu um motor de combustão interna com o sistema de injeção de combustível assistido por injeção de ar, *air-assisted fuel system*, desenvolvido para motores de dois tempos, porém, aplicado a um motor automotivo de quatro tempos, equipado com injeção direta de gasolina. Os resultados obtidos revelaram que, as qualidades inerentes ao sistema de injeção de combustível auxiliado por ar, aliado ao desenvolvimento de uma câmara de combustão, permitiram maiores níveis de estratificação com injeções mais tardias de combustível e processos de combustão estáveis em uma ampla faixa de funcionamento do motor. A Figura 39 ilustra o MECM aplicado pela Orbital, (Zhao *et al.*, 1999).

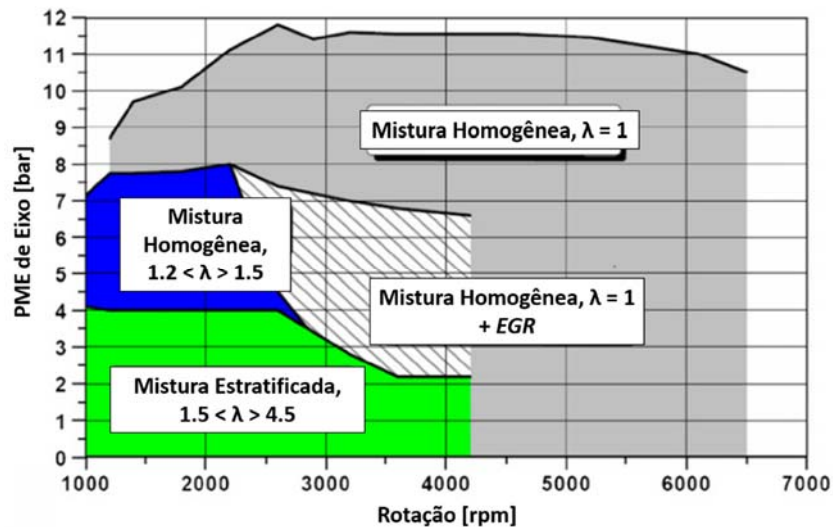
**Figura 39 – Mapa de estratégias de controle do motor – Orbital**



Fonte: adaptado de ZHAO (1999)

Conforme o MECM, Figura 40, proposto por (Alkidas, 2007), um motor de injeção direta e ignição por centelha opera com mistura pobre e estratificada durante as baixas cargas e rotações, e com mistura homogênea em altas cargas e rotações. A estratégia de mistura homogênea pode ser dividida em regimes de cargas médias e cargas altas. Nas condições de cargas médias, a mistura é pobre ou estequiométrica com adição de *EGR* para controle das emissões de NO<sub>x</sub>, por outro lado, e em regimes de altas cargas, a mistura é estequiométrica ou mesmo rica, para suprimir a tendência a detonação. O nível de empobrecimento e diluição por *EGR* é determinado primeiramente pela necessidade de maximizar a economia de combustível, enquanto os níveis de emissões são mantidos e a estabilidade da combustão é aceitável. Resultados das simulações feitas pelo autor, apresentam uma redução de 15% no consumo de combustível de um motor de injeção direta, quando comparado a um motor de injeção indireta.

**Figura 40 – Mapa de estratégias de controle do motor – Alkidas**



Fonte: adaptado de ALKIDAS (2007)

Os MECM apresentados até aqui, foram desenvolvidos e empregados em motores com injeção direta de combustível operando com gasolina. Segundo (Baêta *et al.*, 2015), o efeito do calor latente de vaporização é o efeito predominante que possibilita o aumento da razão volumétrica de compressão e das pressões de sobrealimentação. Assim, a definição de um MECM para um motor *downsized*, equipado com um sistema injeção direta de etanol e sobrealimentado, torna-se uma nova alternativa na pesquisa de motores de combustão interna a ser desenvolvida.

## 2.10. Considerações Finais

A revisão bibliográfica mostra as novas tendências no desenvolvimento de motores de combustão interna. A maior ênfase da revisão é dada nas estratégias de controle de processos internos de um motor, segundo as condições de carga e rotação, em todo o mapa de funcionamento. Inerente as estratégias de controle estão os objetivos de tanto aumentar o desempenho quanto diminuir as emissões de poluentes do motor. Como ferramentas efetivas para o alcance desses objetivos, as novas tecnologias de injeção direta de combustível, de turbo-compressores, de recirculação dos gases de escape e de comando de válvulas com variadores de fase, somadas a utilização de combustíveis alternativos em um motor *downsized*, constituem a tendência dos motores de combustão interna do futuro.



### 3. METODOLOGIA

A metodologia apresentada descreve os procedimentos experimentais para a calibração, ajuste do sistema de controle eletrônico do motor, obtenção dos resultados para as várias estratégias de maximização da eficiência global e os procedimentos de tratamento dos dados experimentais.

#### 3.1. Motor utilizado nos testes

Para a realização deste trabalho, utilizou-se um motor *downsizing*, de três cilindros, equipado com injeção direta de etanol, turbo-compressor e comando de válvulas com variador de fase contínuo. A Tabela 4 apresenta as principais especificações técnicas do motor escolhido.

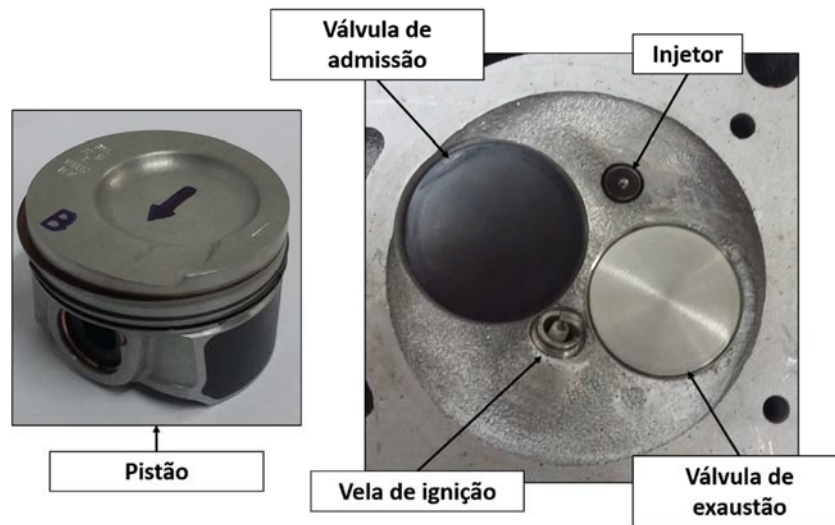
O motor é equipado com um sistema *air-guided* de injeção direta. A preparação e o transporte da mistura ar-combustível para próximo da vela de ignição, são realizados pela combinação da estrutura de fluxo gerada pela geometria dos pórticos de admissão e pela geometria da câmara de combustão. A estrutura de fluxo desenvolvida para esse motor, segundo simulações previamente realizadas, apresenta uma combinação entre *swirl* e *tumble*. Os resultados dessas simulações, apresentaram níveis maiores de turbulência gerados pelo *swirl*. O formato do topo do pistão foi desenvolvido de modo a contribuir tanto para a preparação quanto para com o transporte da mistura ar-combustível através da interação com a estrutura de fluxo. A câmara de combustão possui regiões de *squish* com o objetivo de transportar a mistura ar-combustível para próximo da vela de ignição. A Figura 41 apresenta as geometrias da parte superior do pistão e da câmara de combustão.

**Tabela 4 – Especificações técnicas do motor**

Tipo do motor	Turbo-alimentado, 3 cilindros em linha, 2 válvulas por cilindro
Ciclo do motor	4 tempos, ignição por centelha
Sistema de injeção de combustível	Sistema <i>Air-Guided</i> de Injeção direta de combustível, injetor montado lateralmente
Volume deslocado	992 [cm <sup>3</sup> ]
Diâmetro x Curso	70 x 86 [mm]
Razão Volumétrica de compressão	13,3
Comprimento da biela	145 [mm]
Abertura válvula de admissão (posição nominal totalmente atrasa)	15 [°DPMS]
Abertura válvula de admissão (posição totalmente adiantada)	45 [°APMS]
Duração da admissão	220 [CA]
Levante da válvula de admissão	9,5 [mm]
Abertura válvula de exaustão	35 [°APMI]
Fechamento válvula de exaustão	15 [°DPMS]
Duração da exaustão	230 [CA]
Levante válvula de exaustão	9 [mm]
Adm / Exau. Tucho Hidráulico / Folga controle	0,25 [mm]

Fonte: próprio autor

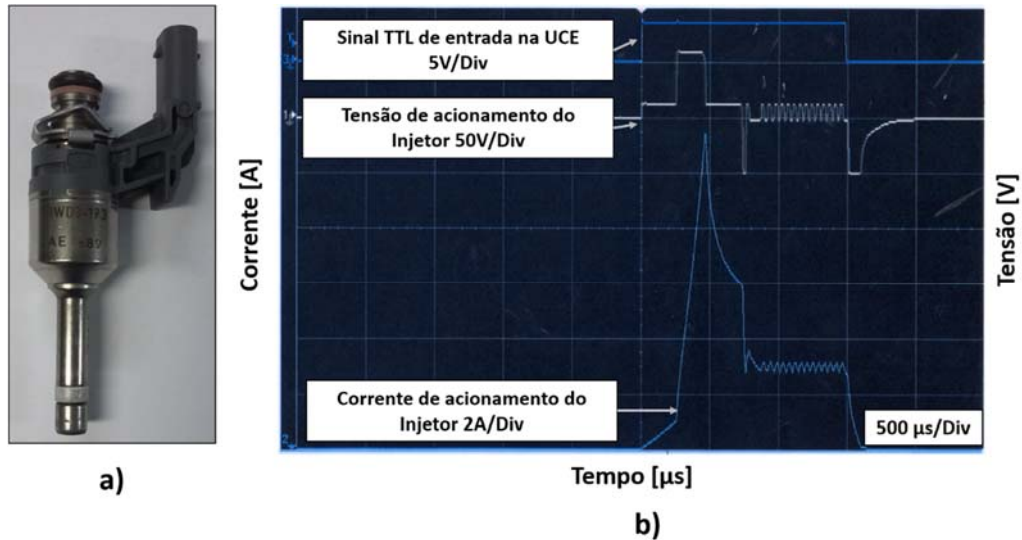
**Figura 41 – As geometrias do pistão e da câmara de combustão**



Fonte: próprio autor

O injetor de combustível do tipo *swirl*, IWD3 193 – AE 689, produzido pela Magneti Marelli, *MM*, foi desenvolvido no motor para a realização dos testes no referido motor. Os injetores foram montados lateralmente ao cabeçote, opostos a vela de ignição. O acionamento elétrico do injetor é realizado por um sinal do tipo *peak and hold*, produzido pela UCE. Um pico de corrente é aplicado ao injetor para que a inércia da agulha central do injetor seja vencida e ela se mova, dando início a injeção de combustível dentro do cilindro. Uma vez iniciado a injeção de combustível, o injetor permanece acionado, durante o tempo necessário para que a quantidade de combustível injetada no cilindro alcance a razão ar-combustível determinada pelo mapa de combustível calibrado na UCE. A Figura 42 apresenta o injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 – *MM*, utilizado nesse trabalho e a curva de tensão e corrente, produzida pela UCE, para acioná-lo.

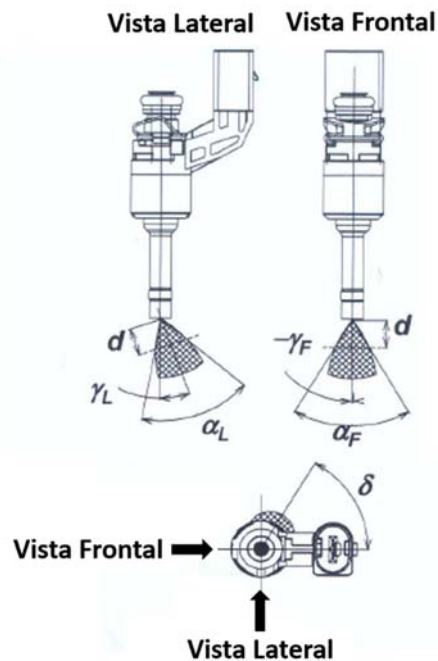
Figura 42 – a) injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 – MM e b) Curva de tensão e corrente para acionamento do injetor



Fonte: próprio autor

Conforme mostrado na Figura 22, o perfil do jato de combustível exerce uma significativa influencia na formação da mistura ar-combustível. Portanto, uma importante fase do desenvolvimento de um sistema de injeção direta de combustível é a caracterização do jato de combustível produzido pelo injetor, que será utilizado no motor. As características do jato de combustível produzido pelo injetor, aplicado ao motor deste trabalho, foram obtidas da folha de especificação técnicas fornecido pelo fabricante e estão apresentadas na Figura 43 e na Tabela 5.

**Figura 43 – Caracterização do injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 - MM**



Fonte: próprio autor

**Tabela 5 – Caracterização do injetor de combustível IWD3 193 - AE 689 - MM**

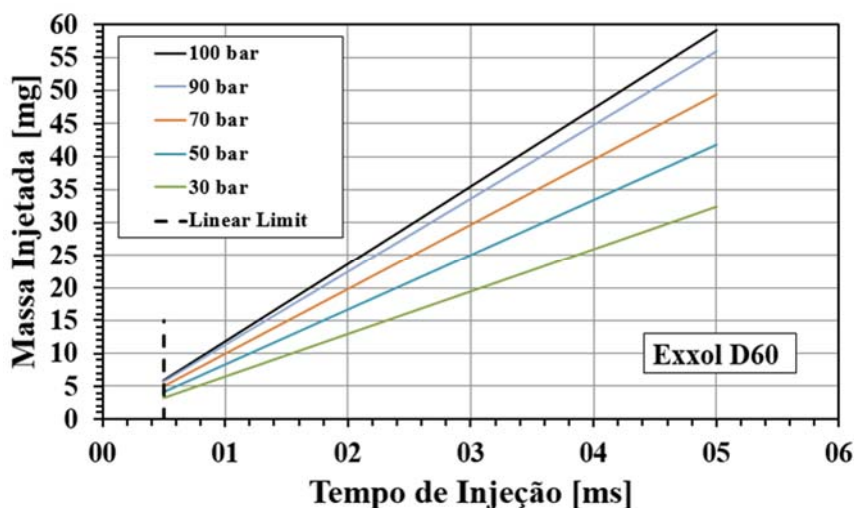
Fluxo dinâmico $Q_d$ @ $PWM = 0,6ms$	$7,88 \pm 5\%$ [mg/inj]
Fluxo estático $Q_s$	$12,65 \pm 4\%$ [g/s]
Ângulos do jato de combustível ( $PWM = 1,5$ ms; tempo de atraso = 1,1 ms)	
$d$ (distância do furo do injetor)	10 [mm]
$\alpha_F$ e $\alpha_L$ (mensurados em $d$ )	$60 \pm 5$ [°]
$-\gamma_F$ e $\gamma_L$	$0 \pm 5$ [°]
$\delta$ (ângulo de orientação)	$0 \pm 5$ [°]
Vazamento máximo na válvula	0,20 [cc/min]

Fonte: próprio autor

A Figura 44 mostra a curva de vazão do injetor de combustível IWD3+ 193, produzido pela Magneti Marelli, para diversas pressões de injeção, para um intervalo

de 0,5 a 5,0 ms, utilizando o Exxol D60 como fluido representativo do Etanol, por apresentar propriedades semelhantes ao combustível e não ser inflamável.

**Figura 44 – Curva de vazão do injetor de combustível IWD3 193 – AE 689 - MM**

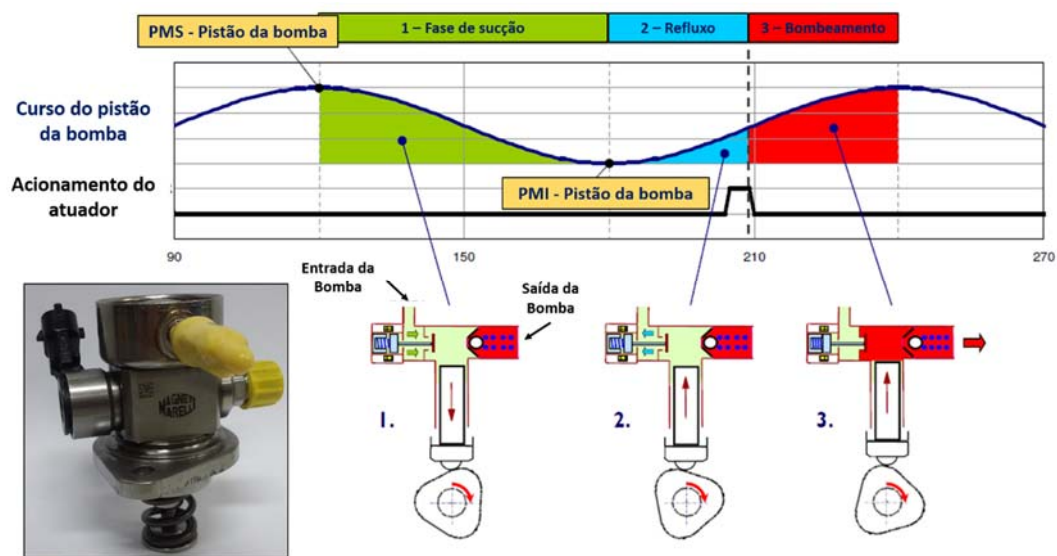


Fonte: próprio autor

A pressão máxima de injeção de combustível suportada pelo injetor é de 18 MPa. Com o objetivo de fornecer aos injetores o combustível em altas pressões, neste trabalho foi empregado ao sistema de injeção direta uma bomba de combustível de alta pressão, do inglês, *High Pressure Fuel Pump – HPFP*, PHP078 E 194 desenvolvida pela Magneti Marelli. O acionamento da bomba de alta pressão é realizado durante três fases, conforme ilustrado na Figura 45. Na primeira fase, o pistão dentro da bomba, que é acionado por um lóbulo montado no comando de válvulas do motor, movimenta-se para baixo succionando o combustível para dentro da bomba. Nessa fase, o atuador elétrico da bomba de alta pressão não é acionado e a válvula de controle de refluxo de combustível se mantém aberta. A segunda fase é chamada de refluxo, o pistão movimenta-se para cima fazendo com que o combustível admitido pela bomba retorne pela linha de sucção, até que o atuador elétrico da bomba de alta pressão seja acionado e a válvula de controle de refluxo seja fechada. Na última fase, o atuador elétrico da bomba de alta pressão é acionado e a válvula de controle de refluxo é fechada. Após o fechamento da válvula de controle de refluxo, o combustível admitido pela bomba é comprimido e bombeado para o *common rail* que irá alimentar os injetores. Com o objetivo de evitar o retorno do combustível já

bombeado ao *common rail*, durante o período em que o atuador elétrico da bomba de alta pressão não é acionado, na saída da bomba de alta pressão é instalada uma válvula unidirecional acionada por mola que permite a passagem do combustível apenas quando a força gerada pelo aumento de pressão dentro da bomba de alta pressão supera a forças resultantes da mola e do combustível anteriormente bombeado.

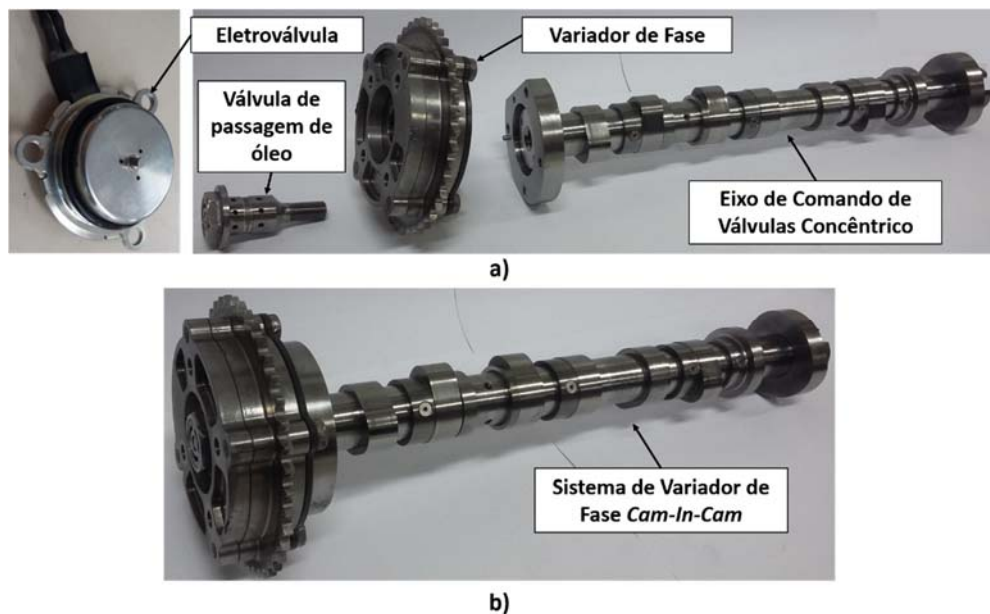
**Figura 45 – Funcionamento bomba de alta pressão**



Fonte: adaptado de BAETA (2012)

O motor utiliza um sistema de comando de válvulas com um variador de fase *Cam-In-Cam*. O sistema é composto por dois eixos de comandos de válvulas concêntricos que contém os lóbulos de acionamento das válvulas de admissão e exaustão, um variador de fase, a válvula de passagem para o variador de fase e uma eletroválvula para acionamento do sistema, conforme ilustrado na Figura 46. O sistema aplicado a esse motor permite que apenas as válvulas de admissão variem continuamente, partindo de uma posição mais atrasada até uma posição mais adiantada, portanto, os instantes de abertura e de fechamento da válvula de exaustão são fixos. Na Tabela 4 estão os valores que caracterizam o enquadramento do comando de válvulas aplicado ao motor, o levante máximo da válvula de admissão e de exaustão, e a duração dos processos de admissão e exaustão.

**Figura 46 – a) Componentes do sistema de variador de fase, b) Sistema completo de variador de fase *Cam-In-Cam***



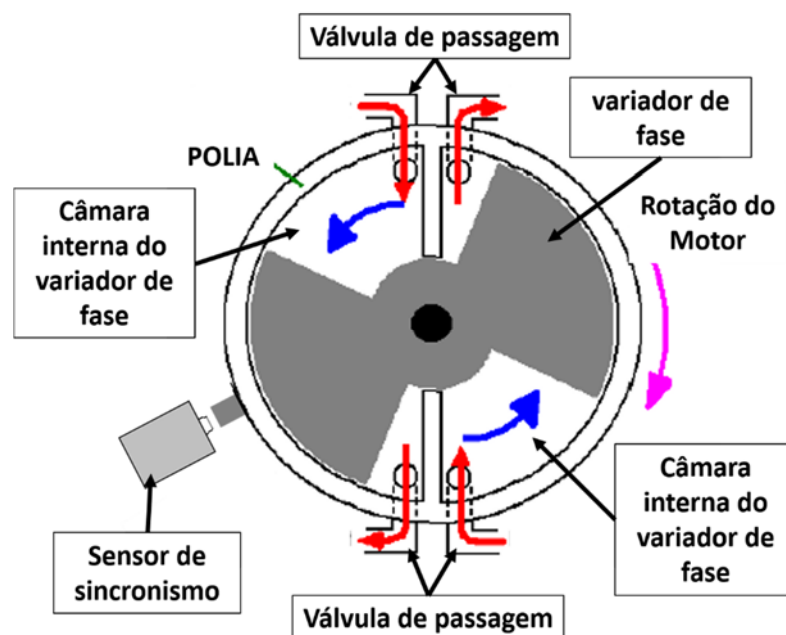
Fonte: próprio autor

O variador de fase utilizado nesse motor, possibilita o adiantamento contínuo da abertura da válvula de admissão, da posição mais atrasada para a posição mais adiantada, numa faixa de  $60^\circ$  do eixo virabrequim. Sendo que, a posição nominal de abertura da válvula de admissão, sem que a eletroválvula esteja acionada, é de  $15^\circ$  DPMS. Com o comando de válvula na posição nominal, a câmara interna do variador de fase, responsável por retardar a abertura da válvula de admissão, é preenchida com óleo, conforme ilustrado na Figura 47. O óleo, dentro da câmara interna do variador de fase, exerce uma força nas paredes da câmara, promovendo a manutenção da posição do comando de válvulas. As posições tanto de máximo adiantamento quanto de máximo retardo do comando de válvulas, são limitadas por um batente mecânico inserido dentro do variador de fase. O óleo fornecido ao variador de fase, através da válvula de passagem de óleo, está integrado ao sistema de lubrificação do motor, assim, a pressão em que o óleo é fornecido ao variador de fase equivale a pressão de óleo do sistema de lubrificação. Durante a utilização do sistema, o acionamento da eletroválvula através de um sinal do tipo *PWM*, do inglês, *Pulse Width Modulated*, faz com que a válvula de passagem de óleo seja movimentada. A movimentação da válvula de passagem de óleo promove o preenchimento da câmara interna do variador de fase, responsável pelo adiantamento da abertura da válvula de



admissão, ao mesmo tempo que, retira o óleo que estava presente na câmara interna do variador de fase responsável pelo retardo da válvula de admissão. O controle da posição do comando de válvulas, dentro da faixa de liberdade de movimentação de 60° do eixo virabrequim, é realizado pelo balanço de forças exercido pela pressão de óleo dentro das câmaras internas do variador de fase. Quando a eletroválvula é desativada, a válvula de passagem de óleo retorna para a posição nominal, e consecutivamente, o óleo dentro da câmara interna do variador de fase responsável pelo adiantamento da válvula de admissão é expurgado e a câmara interna do variador de fase responsável pelo retardo do comando de válvulas é preenchida completamente por óleo, resultando no retorno do comando de válvulas para a posição nominal. O desenho do variador de fase, da válvula de passagem e da eletroválvula está no Apêndice I deste trabalho.

**Figura 47 – Funcionamento do variador de fase contínuo**

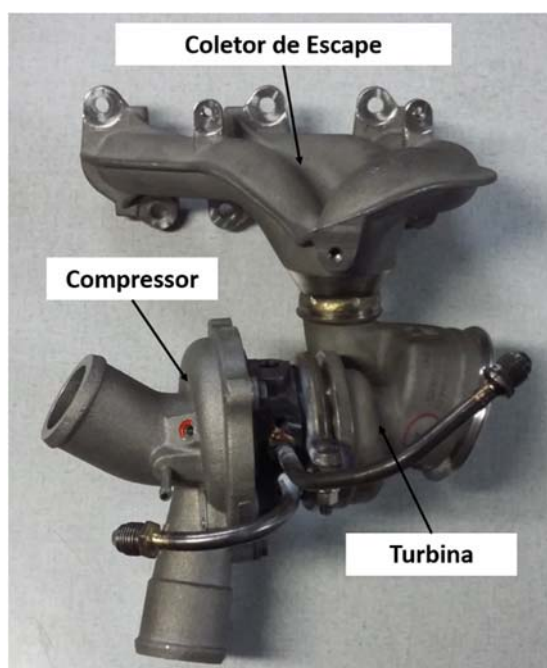


Fonte: adaptado de MOTEC (2010)

O propósito da turboalimentação, neste trabalho, é aumentar a produção de torque possibilitando o *downsizing*, para isso, necessita-se de um turbo-compressor de baixa inércia e que consiga promover a turbo-alimentação a partir de menores rotações do motor. Devido a esta aplicação não possuir caráter esportivo, mas sim a redução do consumo específico, as pressões de sobrealimentação do motor devem

ser precisamente ajustadas para cada condição de operação. O dimensionamento do turbo-compressor, *turbo matching*, entre o motor e o turbo-compressor, é realizado visando atender as demandas de vazões necessárias por parte do motor. O suprimento de ar ao motor é realizado pelo compressor, porém, a turbina escolhida deve ser capaz de fornecer, pela expansão dos gases de escape, o regime de rotação necessário ao compressor para atender a demanda de vazão. Considerando os mapas do compressor e da turbina, de acordo com a faixa de vazão mássica, e as razões de pressão de ambos, o turbo-compressor B01034P9478-031P20-26E desenvolvido pela BorgWarner (Figura 48), foi escolhido para este trabalho por se adequar ao motor selecionado.

**Figura 48 – Turbo-compressor B01034P9478-031P20-26E - BorgWarner**



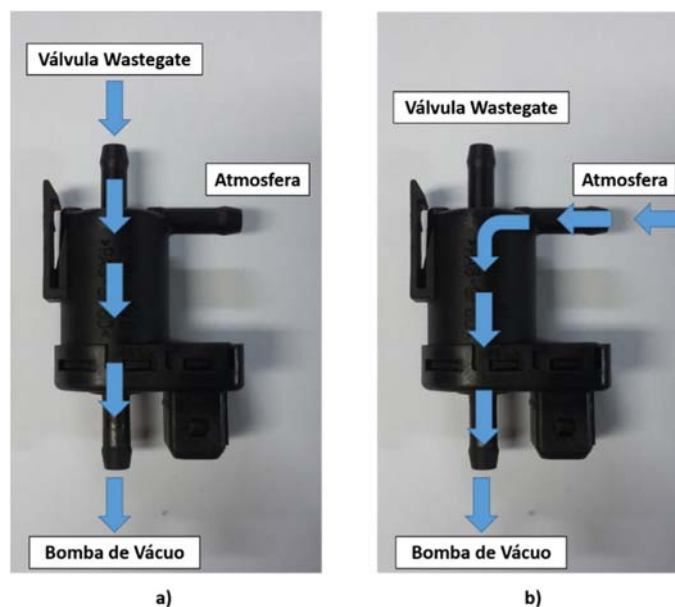
Fonte: próprio autor

O controle da pressão de turbo é realizado por um sistema composto pela válvula de sangria, chamada válvula *wastegate* e pela eletroválvula de controle de pressão de sobrealimentação, chamada de eletroválvula *boost-drive*. Aumentar ou diminuir a pressão de sobre-alimentação fornecida ao motor, está diretamente ligada com o fechamento ou a abertura, respectivamente, da válvula *wastegate*. O acionamento da válvula *wastegate* é realizado de forma mecânica, através de uma mola, e de forma pneumática, controlado pela eletroválvula *boost-drive*. Com o

objetivo de fornecer a válvula *wastegate* a pressão necessária para seu funcionamento, uma bomba de vácuo, acionada pelo comando de válvulas, foi instalada na parte posterior do motor.

A eletroválvula *boost-drive* é uma válvula pneumática 3/2 vias controlada eletronicamente por um sinal do tipo *PWM*. Conforme mostrado na Figura 49, quando a eletroválvula é acionada, o vácuo, produzido pela bomba de vácuo instalada no motor, é direcionado para a válvula *wastegate*, que por sua vez, controla a vazão de gás para a turbina e, consecutivamente, a pressão de sobrealimentação. Quando a eletroválvula está desativada, o vácuo produzido pela bomba de vácuo instalada no motor, succiona apenas o ar atmosférico, não influenciando na posição da válvula *wastegate*. Essa configuração de acionamento da válvula *wastegate*, indica que a posição nominal de funcionamento da válvula é normalmente aberta. O controle do posicionamento da válvula *wastegate*, para qualquer posição de funcionamento, entre totalmente aberta e totalmente fechada, é proporcional a largura do pulso elétrico aplicado na válvula *boost-drive*. Portanto, quanto maior for a largura do pulso elétrico, maior será o desvio de vácuo para a *wastegate*, tendendo a fecha-la, e consecutivamente, aumentará a pressão de sobrealimentação.

**Figura 49 – Funcionamento da eletroválvula *boost-drive* – a) Acionada e b) desativada**



Fonte: próprio autor

### 3.2. Combustível Utilizado

Este trabalho visa o desenvolvimento de estratégias de controle do motor operando com etanol para maximização da eficiência global. Portanto, o etanol hidratado ou álcool hidratado, E94, produzido no Brasil, foi o combustível escolhido para os testes com o motor utilizado.

### 3.3. Escolha da Unidade Central de Controle – UCE

Atualmente existem diversos sistemas de gerenciamento eletrônico do motor reprogramáveis disponíveis no mercado que oferecem uma gama de opções de controle, adequadas para cada tecnologia embarcada no motor. Dentre eles pode-se destacar a MoTec, PI-Innovo, Autronic, Fueltech, Haltech. Neste trabalho optou-se pela utilização da MoTec M1 - M142 (Figura 50), por se tratar de um sistema amplamente testado por equipes de competição ao redor do mundo, pelo suporte técnico oferecido, por se adequar aos requisitos necessários para a realização deste trabalho e pela disponibilidade do sistema no laboratório de motores.

**Figura 50 – Unidade de Controle Eletrônico MoTec M1 - M142**

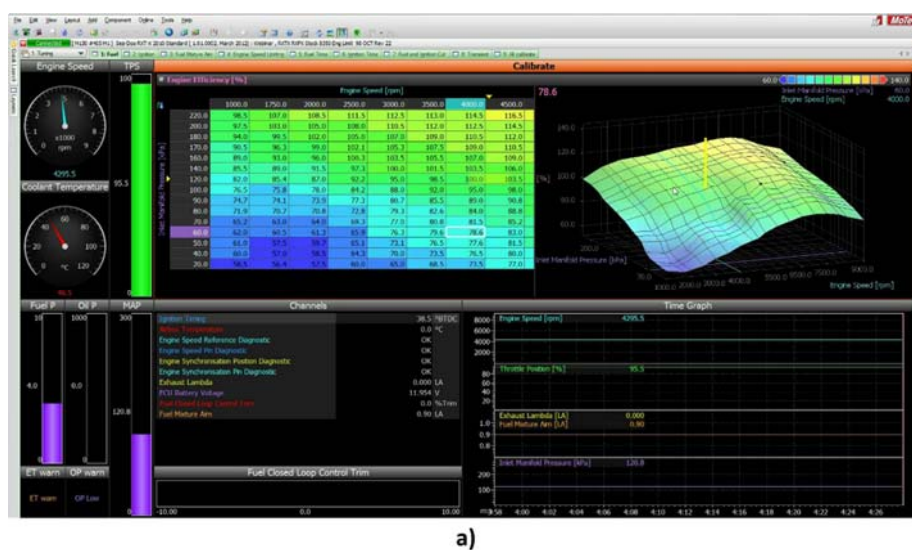


Fonte: próprio autor

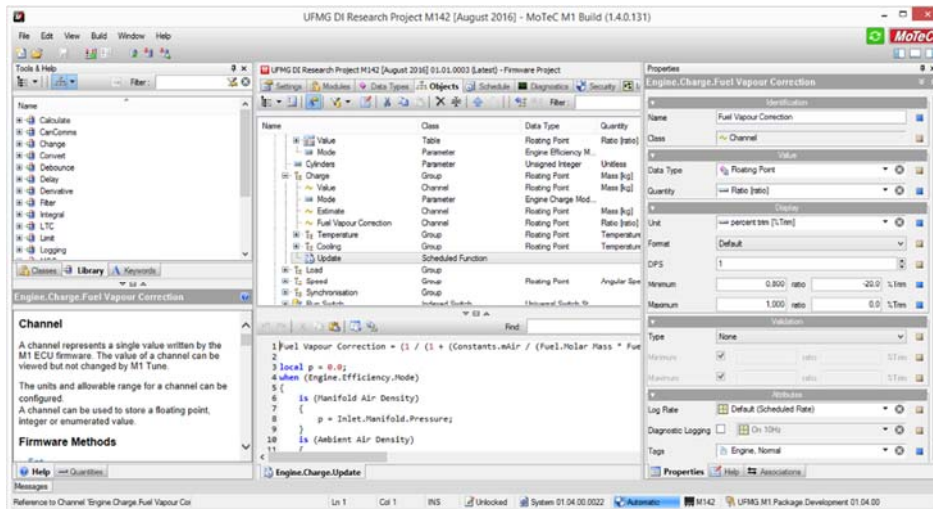
A família de centrais MoTec M1 - M142 destaca-se pela flexibilidade na configuração do sistema de controle eletrônico de acordo com os sensores contidos no motor, aceitando praticamente todos os tipos de sensores hoje utilizados. A capacidade de acionamento de injetores tanto de injeção indireta quanto de injeção direta, sem a necessidade de um controlador externo, de combustível é também um dos fatores diferenciais dessa família de centrais eletrônicas. Este sistema permite controlar todos os parâmetros necessários para a realização da calibração e ajuste das curvas, função de transferência, dos sensores utilizados no sistema, bem como o ajuste de todos os mapas de controle, necessários ao controle do motor.

O *software* de interface MoTec *Tune*, obtido no sítio da empresa na internet, apresenta uma facilidade de uso, uma visualização amigável e ótima qualidade de informações de ajuda ao usuário sobre o conteúdo do *software*. O grande diferencial dos *softwares* da família MoTec M1 é a disponibilidade para o usuário, por parte da empresa, do *software* MoTec *Build*. O *software* MoTec *Build*, além de conter as estratégias básicas de controle motor, permite ao usuário a possibilidade de desenvolver estratégias próprias de controle, através de uma programação na linguagem C, tornando esse sistema uma poderosa ferramenta para realização de pesquisa e desenvolvimento de motores. A Figura 51 ilustra as telas de interface dos softwares MoTec *Tune* e MoTec *Build* utilizados na realização deste trabalho.

**Figura 51 – Interface softwares MoTec *Tune* a) e MoTec *Build* b)**



a)



b)

Fonte: próprio autor

As principais características da UCE MoTeC M1 – M142 são apresentadas a seguir, (Motec, 2015):

- Pode ser utilizada em motores de até 8 cilindros com injeção direta de combustível;
- Controla até 6 injetores adicionais de baixa impedância;
- Contem 10 saídas auxiliares que podem ser utilizadas para o controle que sistemas periféricos do motor;
- Suporta a utilização de 8 sensores de oxigênio, sensor Lambda, banda larga;
- Contém 16 entradas digitais e 23 analógicas;
- Suporta a utilização de 4 sensores de detonação;
- Memória de aquisição de dados de 250Mb;
- Comunicação com o computador por Ethernet;
- Contém 3 redes CAN, 1 RS232 e 1 LIN;
- Dimensões de 162 x 127,5 x 40,5 mm;
- Peso 0,480 kg;
- Contém 2 conectores de 34 pinos e 2 conectores de 26 pinos.

### **3.4. Preparação do Experimento**

#### **3.4.1. Controle Dimensional do Motor**

A primeira etapa da preparação do experimento foi a realização do controle dimensional do motor. Uma completa desmontagem do novo motor, seguindo os procedimentos estabelecidos pelo fabricante, foi realizada após sua chegada ao laboratório. Cada componente do motor foi devidamente inspecionado, quanto a existência de alguma possível anomalia, e dimensionado, quanto suas cotas geométricas, visando o controle da integridade estrutural, das dimensões características e das folgas entre os componentes internos do motor, bem como se os valores encontrados estavam de acordo com o especificado pelo fabricante. A montagem do motor, após a inspeção e controle dimensional, foi realizada seguindo os procedimentos e torques de aperto estabelecidos pelo fabricante.

O relatório contendo as dimensões características e as folgas entre os componentes internos do motor, está no Apêndice II deste trabalho.

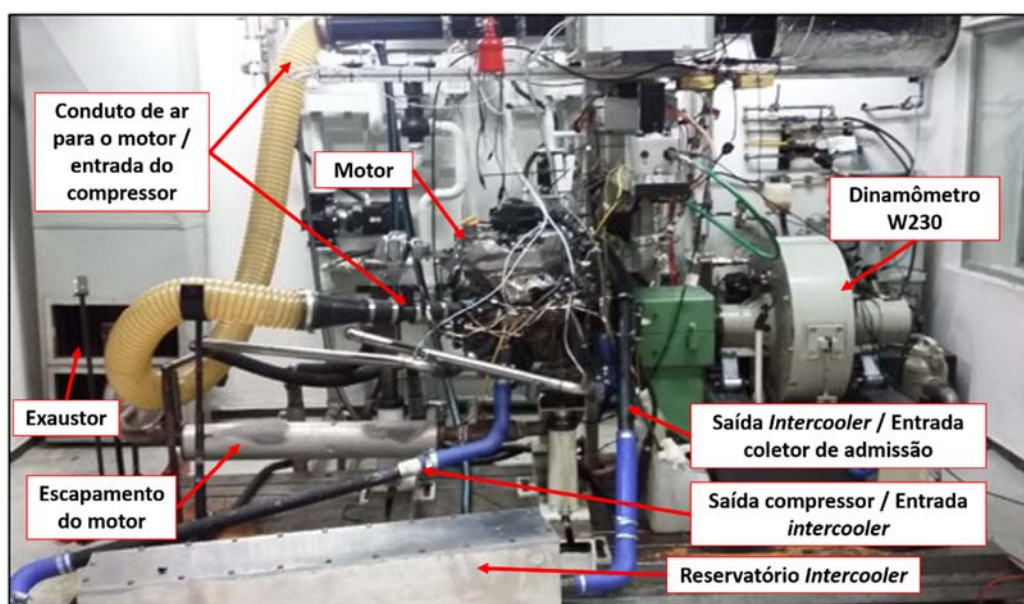
#### **3.4.2. Instalação dos demais componentes do motor**

A segunda etapa de preparação do experimento, iniciou-se com a escolha do dinamômetro de bancada onde os testes foram realizados. Baseando-se na compatibilidade entre a faixa de potência estimada para o motor e a máxima potência suportada pelo dinamômetro, na disponibilidade do equipamento no laboratório e na inércia mecânica, relativamente baixa do dinamômetro, o motor foi acoplado a um dinamômetro de bancada W230, fabricado pela empresa TCA Horiba, através de um eixo cardam.

Após o acoplamento do motor ao dinamômetro, instalou-se os demais componentes do motor. Todo o conjunto de escapamento foi instalado a partir da saída da turbina e direcionado para os exaustores instalados na sala de teste. No escapamento instalou-se dois silenciadores e um catalizador, semelhantes aos aplicados a um veículo com um motor de mesma cilindrada, com o objetivo de aproximar as condições de teste às condições reais de utilização. O conduto de entrada de ar no motor, disponível na sala de testes, foi acoplado na entrada do compressor. A saída do compressor, por sua vez, foi ligada a um resfriador do ar de

entrada no motor chamado, *intercooler*, e a saída do *intercooler*, ligada ao coletor de admissão de ar do motor. O *intercooler* foi submerso em um tanque com água corrente, com o objetivo de promover a troca de calor entre o ar admitido e a água que passava pelo tanque. Devido a limitações da sala dinamométrica, um sistema de controle da temperatura do ar de entrada no motor não foi implementado, assim, a temperatura do ar admitido é função da diferença de temperatura entre o ar e a água, a vazão da água dentro do tanque e a área de troca de calor do *intercooler*. O *intercooler* escolhido para os testes foi o mesmo aplicado ao motor 1,4l T-Jet, fabricado pela FCA – Fiat Chrysler Automobiles, por ser um componente validado, aplicado a um motor de cilindrada um pouco maior, comparado ao utilizado neste trabalho, e acessível em termos financeiros. A Figura 52 a sala de teste como o motor acoplado ao dinamômetro de bancada e os sistemas de admissão de ar e escape dos gases queimados.

**Figura 52 – Sala dinamométrica W230**



Fonte: próprio autor

Os sistemas de condicionamento da temperatura da água e do óleo do motor também foram instalados no motor nessa etapa. A Figura 53 apresenta o condicionador de água da sala dinamométrica, responsável por controlar a temperatura da água de arrefecimento do motor, conforme com o valor estabelecido pelo usuário. Esse sistema de condicionamento, é composto por uma turbo bomba,



um trocador de calor água/água (2) e uma válvula direcional (1) equipada com um sistema de controle Proporcional Integral e Derivativo – PID. Baseado na diferença entre a temperatura de trabalho do motor, lida por um sensor de temperatura inserido no sistema, e o valor de temperatura estabelecido pelo usuário como o alvo, o sistema eletrônico controla o percentual da abertura da válvula direcional que estabelece a proporção de água que passa pelo trocador de calor e proporção de água que retorna ao motor sem ser resfriada. Consecutivamente, através do controle percentual da válvula a temperatura da água de resfriamento do motor é controlada.

**Figura 53 – Condicionador da água de arrefecimento do motor**



Fonte: RODRIGUES FILHO (2014)

O sistema de condicionamento da temperatura do óleo de lubrificação do motor apresenta um funcionamento similar ao sistema de condicionamento da temperatura da água de arrefecimento do motor. Contudo, deve-se destacar que o sistema condicionamento da temperatura do óleo de lubrificação do motor, é equipado com dois trocadores de calor e com dois circuitos de arrefecimento, denominados circuito primário e circuito secundário. O circuito primário é composto por um trocador de calor óleo/água responsável pelo resfriamento do óleo. O circuito secundário é composto por um trocador de calor água/água responsável pelo resfriamento da água utilizada no circuito primário. A utilização de sistemas separados de resfriamento do óleo, é justificado pela necessidade de preservar o sistema de água do laboratório de uma

contaminação caso ocorra algum vazamento nos trocador de calor óleo/água. O trocador de calor primário (1), secundário (2) e a válvula direcional (3), controlada por PID, que compõem do sistema de condicionamento da temperatura do óleo lubrificante do motor podem ser vistos na Figura 54.

**Figura 54 – Condicionador do óleo de lubrificação do motor**



Fonte: RODRIGUES FILHO (2014)

### **3.4.3. Alinhamento do motor no dinamômetro**

O alinhamento do motor no dinamômetro de bancada foi ultimo procedimento para a conclusão da segunda etapa da preparação do experimento. Após o motor ser acoplado ao dinamômetro de bancada e serem instalados todos os demais sistemas de condicionamento de água e óleo, bem como os condutos de admissão e escape, o motor foi alinhado relativo ao paralelismo e a concentricidade em relação ao dinamômetro, considerando 0,5 mm de tolerância máxima admitida para ambos.

### **3.4.4. Instrumentação do motor**

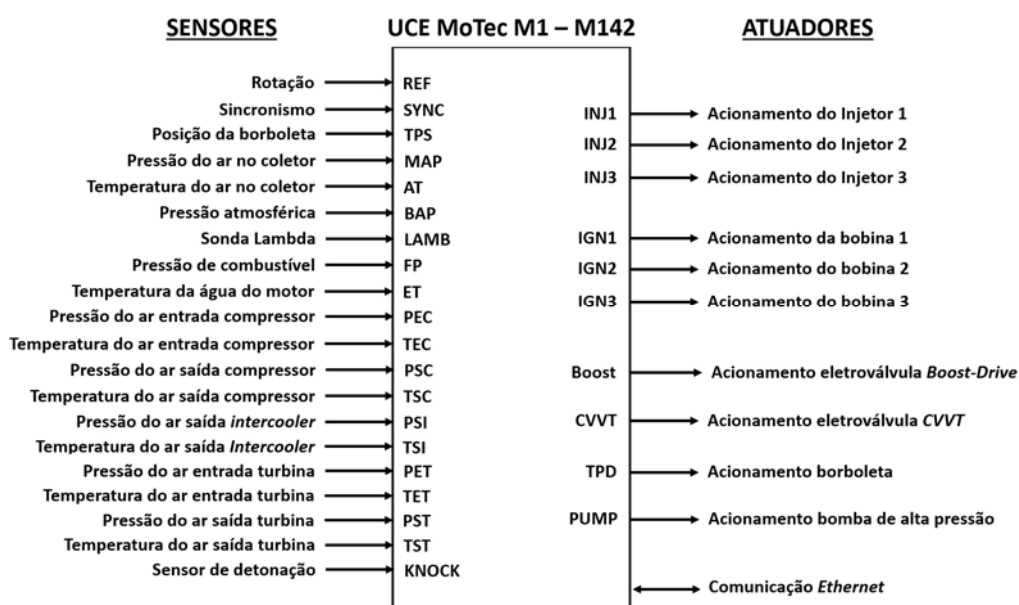
A instrumentação necessária para realização dos testes deste trabalho é dividida em três grupos. O primeiro grupo é composto pela instrumentação requerida pela UCE MoTec M1 - M142 para o controle eletrônico motor e monitoramento das

condições de funcionamento do mesmo. O segundo grupo é composto pela instrumentação necessária para o sistema de controle do dinamômetro e o terceiro grupo composto pela instrumentação necessária para a leitura das pressões por ângulo de virabrequim, nos coletores de admissão e escape, e dentro do cilindro. Os sensores empregados neste trabalho foram calibrados, sendo que os testes com o motor foram realizados na vigência dos certificados de calibração. Na Tabela 6, Tabela 7 e Tabela 8 são apresentados as características dos sensores utilizados, de acordo com cada grupo de sensores. As incertezas (do tipo B) apresentadas na Tabela 6, Tabela 7 e Tabela 8, foram retiradas dos manuais e certificados de calibração dos sensores utilizados. Contudo, quando não disponível a incerteza do sensor, utilizou-se a resolução do instrumento como incerteza padrão com distribuição retangular, fator de abrangência de 95% e 4 graus de liberdade, para determinação da incerteza expandida. A incerteza de cada sensor utilizado foi comparada com os valores máximos de incertezas requeridos pela norma NBR 1585 (ABNT, 1996).

No primeiro grupo, conforme pode ser visto no esquema elétrico da UCE, representado pela Figura 55, foram utilizados os seguintes sensores e atuadores: dois sensores do tipo hall, um para a detecção de sinal da roda fônica acoplada ao eixo virabrequim, indicando a rotação do motor, REF, e outro na tampa do cabeçote para a realização do sincronismo do motor, SYNC, a partir de um sinal no comando de válvulas, um sensor de posição da borboleta resistivo, chamado TPS, oito sensores de pressão do tipo *strain gauge*, um para a medição de pressão do ar no coletor de admissão, MAP, outro para a medição da pressão do ar atmosférico, BAP, um para medição da pressão de combustível, FP, e cinco para a medição da pressão na entrada e saída do compressor, na saída do *intercooler*, na entrada e saída da turbina, PEC, PSC, PSI, PET, PST respectivamente, cinco sensores do tipo NTC, um para a medição de temperatura do ar no coletor de admissão AT, outro para medição de temperatura da água de refrigeração do motor ET, e três para a medição de temperatura do ar na entrada e saída do compressor, na saída do *intercooler*, TEC, TSC e TSI respectivamente, dois termopares para a medição da temperatura dos gases na entrada e na saída da turbina, TET e TST respectivamente, um sensor de detonação, KNOCK, e uma sonda lambda, tipo banda larga, *wide-band*, BOSCH LSU 4.9, LAMB. Como atuadores foram utilizadas, três saídas para o acionamento dos injetores, INJ1, INJ2, INJ3, três saídas para o acionamento das bobinas de ignição,

IGN1, IGN2 e IGN3, duas saídas para o acionamento das eletroválvulas, por um sinal PWM, uma para acionamento do turbo-compressor, BOOST, e outra para o acionamento do variador de fase contínuo, CVVT, uma saída utilizada para acionamento e controle da borboleta motorizada, TPD, uma outra saída para acionamento da bomba de combustível de alta pressão, PUMP. A comunicação entre a UCE e o computador de interface é feita por meio de um cabo *Ethernet*.

**Figura 55 – Sensores e atuadores necessários para a UCE MoTec M1-M142**



Fonte: próprio autor

A Tabela 6 apresenta os sensores aplicados a UCE MoTec M1 – M142.

**Tabela 6 – Sensores utilizados pela MoTec M1 – M142**

Nº	Grandeza	Faixa de Medição	Sensor	Origem da incerteza	Incerteza Tipo B
1	Rotação	0 a 7500 rpm	Continental 50050747	Fabricante	± 0,3%
2	Sincronismo	360°	Bosch 0232A00362-009	Fabricante	± 0,4%

**Continuação**

3	TPS	0 a 100%	3GGTE3F/C / Resistivo	Calibrado	± 0,45%
4	MAP	0 a 250 kPa	Bosch 0281002845	Calibrado	± 0,6%
5	BAP	50 a 400 kPa	Bosch 0281002316	Calibrado	± 0,22%
6	FP	0 a 200 bar	Magneti Marelli CA.0113941.A	Fabricante	± 1,60%
7	PEC	0 a 115 kPa	Bosch 0281006028	Calibrado	± 0,15%
8	PSC	0 a 250 kPa	Bosch 0281002437	Calibrado	± 0,19%
9	PSI	0 a 250 kPa	Bosch 0281006028	Calibrado	± 0,09%
10	PET	0 a 400 kPa	Bosch 0281006102	Calibrado	± 0,04%
11	PST	10 a 115 kPa	Bosch 0281006028	Calibrado	± 0,12%
12	AT	-40 a 130 °C	Bosch 0281002845	Calibrado	± 0,5%
13	ET	0 a 150°	FuelTech 697	Calibrado	± 0,33%
14	TEC	0 a 150°	FuelTech 698	Calibrado	± 0,33%
15	TSC	0 a 150°	FuelTech 698	Calibrado	± 0,33%
16	TSI	0 a 150°	FuelTech 698	Calibrado	± 0,33%
17	TET	0 a 1200 °C	FuelTech 4080 Termopar tipo K	Calibrado	± 1,1%

**Continuação**

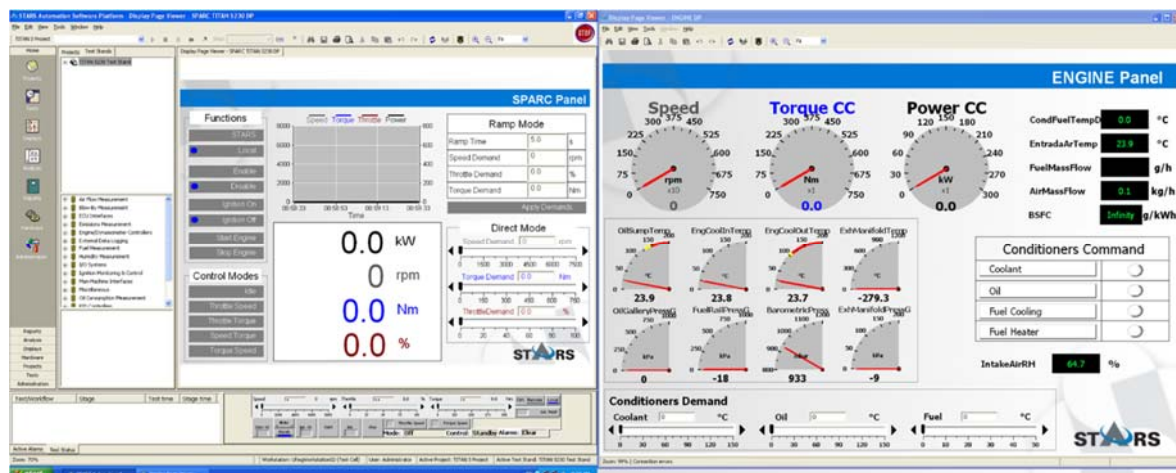
18	TST	0 a 1200 °C	FuelTech 4080 Termopar tipo K	Calibrado	± 1,1%
19	LAMB	0,65 a ∞	Bosch LSU 4.9	Fabricante	± 0,05%

**Fonte: próprio autor**

O segundo grupo de sensores é composto pelos sensores essenciais ao controle realizado através da mesa do dinamômetro, sendo eles: três sensores do tipo PT100, dois para a medição de temperatura de entrada e de saída da água de arrefecimento do motor, e um sensor, instalado no cárter do motor, para medição da temperatura do óleo de lubrificante, um sensor de pressão utilizado para mensurar a pressão do óleo lubrificante, dois sensores de vazão mássica de combustível e de ar fornecida ao motor, um sensor de temperatura, um sensor de pressão, e um sensor de umidade relativa do ar na entrada do sistema de admissão. Uma célula de carga, instalada na carcaça do dinamômetro, e um sensor indutivo, são os responsáveis pela leitura do torque de frenagem e rotação produzida pelo dinamômetro.

Os parâmetros mensurados pelo segundo grupo de sensores e alguns cálculos derivados destes, podem ser monitorados em tempo real na tela do computador. A Figura 56 apresenta as telas do software de controle do dinamômetro, STARS, com os parâmetros de funcionamento mostrados em tempo real, obtidas durante um teste preliminar de funcionamento do motor. As telas de monitoramento do STARS possibilitam ao usuário a edição, remoção ou inclusão de qualquer parâmetro ou cálculo necessário para a realização da calibração do motor.

**Figura 56 – Sistema de controle do dinamômetro STARS**



Fonte: próprio autor

A Tabela 7 apresenta os sensores utilizado pelo sistema de controle do dinamômetro STARS.

**Tabela 7 – Sensores utilizados pelo sistema de controle do dinamômetro STARS**

Nº	Grandeza	Faixa de Medição	Sensor	Origem da incerteza	Incerteza Tipo B
20	Temperatura da água (entrada)	-50 a 650 °C	PT 100	Calibrado	± 0,8%
21	Temperatura da água (saída)	-50 a 650 °C	PT 100	Calibrado	± 0,8%
22	Temperatura do Óleo	-50 a 650 °C	PT 100	Calibrado	± 0,7%
23	Pressão do Óleo	0 a 10 bar	Cansas SP8	Fabricante	± 0,07%
-	Vazão Mássica de ar	0 a 1200 kg/h	ABB Sensy Flow 29710287	Fabricante	± 1%

**Continuação**

-	Vazão Mássica de Combustível	0,1 a 5 kg/min	Metroval RHM03-1F1SN	Fabricante	$\pm 0,6\%$
-	Umidade Relativa do Ar	0 a 100%	Jumo 907020	Fabricante	$\pm 2,0\%$
-	Torque	0 a 750 N.m	Shenck - 1271146	Fabricante	$\pm 0,2\%$
-	Rotação	0 a 7500	Heintacho – N0GK00K4	Fabricante	$\pm 2$ rpm

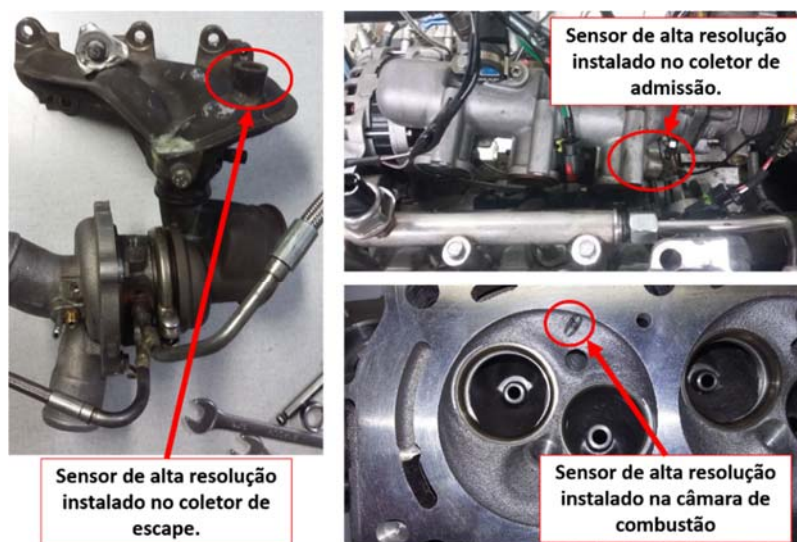
**Fonte: próprio autor**

O terceiro grupo é composto pela instrumentação necessária para mensurar a pressão no coletor de admissão, dentro do cilindro e no coletor de escape em função do ângulo de virabrequim. Devido à complexidade da geometria do coletor de escape do motor, os dutos de admissão e escape e câmara de combustão do terceiro cilindro foram instrumentados com sensores de pressão, e considerados como referência do comportamento global do motor. A instalação de sensores no coletor de admissão, no cilindro e no coletor de escape possibilitam a realização do *TPA (Three Pressure Analysis)*. O *TPA* permite a detecção de qualquer anomalia quanto a vedação ou flutuação das válvulas, possibilita determinar com precisão o trabalho de bombeamento, bem como as variações de pressão nos coletores de admissão e escape por ângulo de virabrequim. Foram utilizados sensores de pressão piezelétricos produzidos pela AVL. Os sensores de pressão, que compõem este terceiro grupo, utilizados no motor, apresentam características fundamentais para a realização deste trabalho, dentre elas destaca-se a rápida resposta à variações de pressão, a alta resolução e a estabilidade de medição. Tais características dos sensores, resulta em um preciso e estável sinal de pressão, que por sua vez, promove a realização de análises e a produção de resultados de alta qualidade. Com o objetivo de mensurar as variações da pressão no término da propagação da frente de chama, utilizou-se um sensor de pressão na câmara de combustão próximo a parede do cilindro ao invés



de uma vela de ignição instrumentada. A Figura 57 apresenta as modificações na câmara de combustão e nos coletores de admissão e de escape, para a instalação dos sensores de pressão de alta resolução.

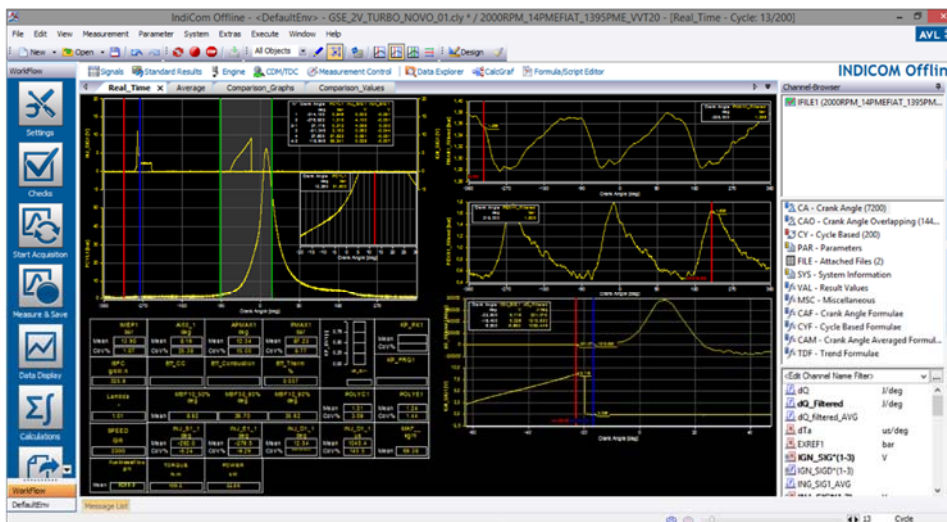
**Figura 57 – Sensores de pressão de alta resolução instalados no motor**



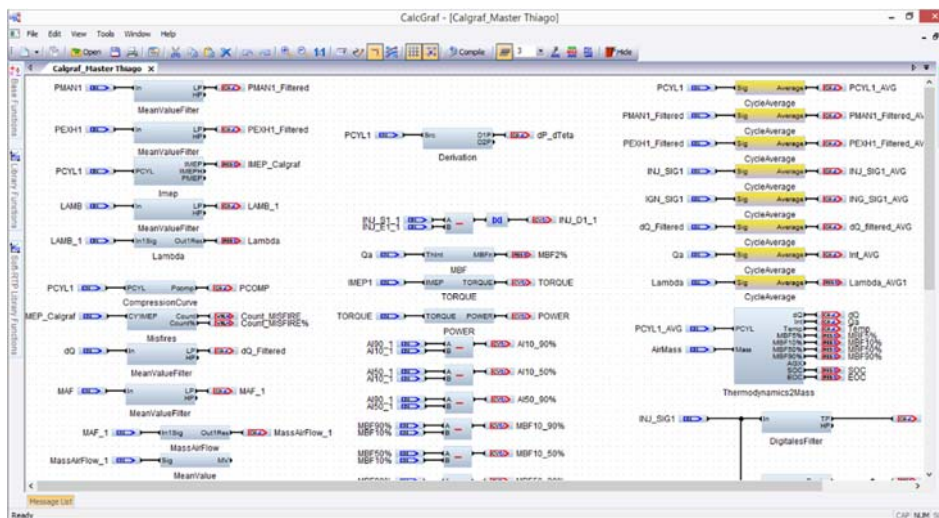
Fonte: próprio autor

A medição da rotação do motor, para este sistema, é realizado através de um encoder desenvolvido pela AVL com resolução de  $0,5^\circ$  do eixo virabrequim, porém, essa resolução pode ser aumentada para  $0,1^\circ$  do eixo virabrequim através de interpolações matemáticas realizadas internamente no *IndiModul*. O *IndiModul* é o equipamento responsável por receber os diversos sinais de entrada, aplicar a eles as conversões necessárias e disponibilizar o resultado para o software de interface *IndiCom*. Através do software *IndiCom*, os gráficos e valores de pressão, bem como parâmetros calculados por uma programação feita pelo usuário no *CalGraf*, internamente no *IndiCom*, podem ser monitorados em tempo real na tela do computador. A Figura 58 ilustra as telas de interface do software *IndiCom* e o ambiente interno de programação de cálculos *CalGraf*.

Figura 58 – a) Software de interface *IndiCom* e b) Interface de programação de cálculos *Calgraf*



a)



b)

Fonte: próprio autor

A Tabela 8 apresenta os sensores de pressão de alta resolução, produzidos pela AVL, aplicados ao motor para a realização deste trabalho.

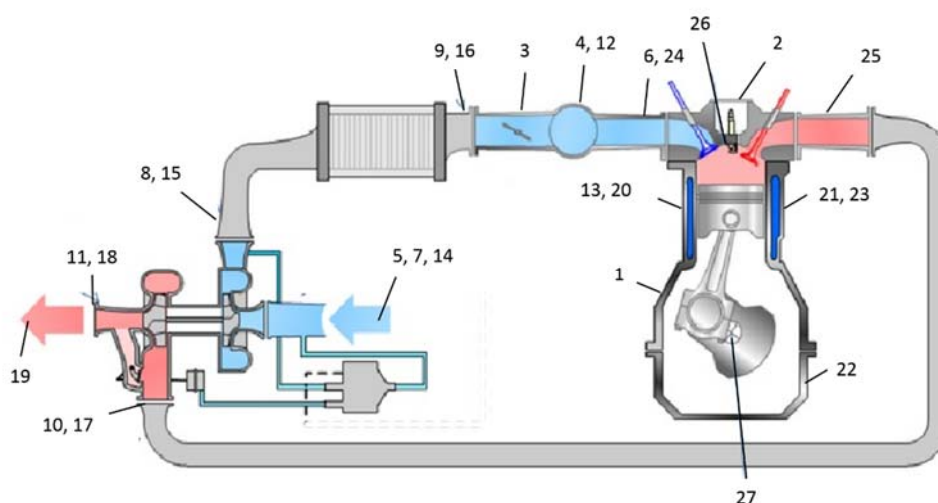
**Tabela 8 – Sensores de pressão utilizados pelo sistema AVL**

<b>Nº</b>	<b>Grandeza</b>	<b>Faixa de Medição</b>	<b>Sensor</b>	<b>Origem da incerteza</b>	<b>Incerteza Tipo B</b>
24	Pressão coletor de admissão	0 a 5 bar	AVL LPD11DA05	Fabricante	$\pm 0,1\%$
25	Pressão coletor de exaustão	0 a 10 bar	AVL LP21DA	Fabricante	$\pm 0,1\%$
26	Pressão no cilindro	0 a 250 bar	AVL GH14D	Fabricante	$\pm 0,3\%$
27	Rotação do motor (encoder)	0 a 20.000 rpm	AVL 365 C / 365 X	Fabricante	$\pm 2$ rpm

**Fonte: próprio autor**

A Figura 59 apresenta a disposição dos três grupos de sensores ao longo do motor, conforme a numeração estabelecida em cada respectiva tabela.

**Figura 59 – Disposição dos sensores ao longo do motor**



Fonte: adaptado de BAETA (2006)

A curva característica da função de transferência de cada sensor descrito acima, foi inserida no respectivo sistema de controle e monitoramento. A função de transferência de cada sensor foi fornecida pelo certificado de calibração elaborado pelo fabricante, ou gerada pela calibração do sensor no próprio laboratório de motores. Assim, em conformidade com as incertezas máximas apresentadas na norma NBR 1585 (ABNT, 1996), os sensores aplicados a este trabalho estavam aptos para o início dos testes.

#### **3.4.4.1. Determinação das incertezas combinadas**

Com o objetivo de se obter resultados confiáveis dos ensaios dinamométricos deste trabalho, realizou-se uma análise das incertezas que podem ter influenciado os resultados, possibilitando uma comparação plausível entre resultados.

A palavra “incerteza” significa dúvida, e assim, no sentido mais amplo, a “incerteza de medição” significa dúvida acerca da validade do resultado de medição, logo, reflete a falta de conhecimento do exato valor do mensurando, (Jgcm, 2010).

A incerteza de medição é composta, em geral, por muitos componentes. Uma parte desses componentes podem ser estimados através de métodos estatísticos e caracterizados por desvios padrão experimental. A outra parte, que também podem ser caracterizados por desvios padrão, são avaliados por meio de distribuição de

probabilidades assumidas, baseadas na experiência e no bom senso da pessoa responsável pelos testes, ou em outras informações. O agrupamento das diversas incertezas padrão, provenientes de fatores que afetam a medição, é chamado de incerteza combinada. O produto da incerteza combinada, que representa um nível de confiança de 68%, por um fator de abrangência resulta na incerteza expandida.

A incerteza expandida de uma medição, representa a dúvida presente no resultado de medição e delimita o nível de confiança a um padrão estabelecido. Baseado no número de medições independentes de um mensurando e o nível de confiança estabelecido, define-se o fator de abrangência para uma determinada medição, (Amorim, 2005).

Neste trabalho as medições foram divididas em medição direta e medição indireta. A medição direta é aquela cuja indicação resulta naturalmente da aplicação do sistema de medição sobre o mensurando, e a medição indireta é aquela que envolve a combinação de duas ou mais grandezas de entrada por meio de expressões matemáticas que viabilizam a determinação do valor associado ao mensurando.

Na análise da medição direta, as incertezas foram divididas em incertezas padrão do tipo A, relacionada ao desvio padrão de repetidas medições de um mesmo mensurando, e incertezas padrão do tipo B, ligada a incerteza fornecida através de certificados de calibração ou baseado na experiência do responsável pela realização dos testes. A incerteza padrão do tipo A foi calculada dividindo-se o desvio padrão das medições pela raiz quadrada do número de medições. A incerteza padrão do tipo B, conforme descrito anteriormente, quando não informada no certificado de calibração, foi calculada dividindo-se a resolução do sistema de medição pela raiz quadrada de três. A incerteza do tipo B fornecida pelo certificado de calibração representa a incerteza expandida do sistema de medição, assim, a incerteza expandida transformada em incerteza padrão para depois ser combinada. Caso o certificado não contenha o fator de abrangência, a distribuição foi considerada como retangular.

A incerteza padrão combinada representa a ação simultânea de todas as fontes de incerteza no processo de medição e indica 68% de confiabilidade de que os valores medidos. O cálculo da incerteza combinada pode ser feito através da Equação 47:

$$u_{cd}(Y) = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots + u_n^2} \quad (47)$$

Onde  $u_{cd}(Y)$ , representa a incerteza padrão combinada da grandeza  $Y$  e  $u_1, u_2 + u_3 + \dots + u_n$  representam as incertezas padrão de cada uma das “n” fontes de incerteza..

O produto da incerteza padrão combinada pelo fator de abrangência,  $k$ , resulta na incerteza expandida,  $U_{ex}$ . Neste trabalho, o valor assumido para o fator de abrangência foi 2, constituindo um grau de confiabilidade de 95% para a média da variável de interesse.

A incerteza padrão combinada, para medições indiretas das variáveis de interesse deste trabalho, foi calculada segundo a Equação 48:

$$u_{ci}(Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[ \frac{\partial f}{\partial x_i} \cdot u(x_i) \right]^2} \quad (48)$$

$$= \sqrt{\left[ \frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot u(x_1) \right]^2 + \left[ \frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot u(x_2) \right]^2 + \dots + \left[ \frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot u(x_n) \right]^2}$$

Onde  $u_{ci}(Y)$  representa a incerteza padrão associada à grandeza  $Y$  e  $u(x_1), u(x_2), \dots, u(x_n)$  são as incertezas associadas às grandezas de entrada  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , (Gonçalves Jr, 2004). O valor da incerteza expandida é calculado multiplicando-se o valor da incerteza padrão combinada, calculada na Equação 48, pelo fator de abrangência 2 e índice de confiabilidade 95%.

Neste trabalho, apenas os dados indicados foram utilizados para avaliar os ganhos com a implantação de estratégias de maximização da eficiência global. A Tabela 9 apresenta os valores máximos de incerteza expandida das grandezas envolvidas e avaliadas nos resultados e determinadas por meio de aquisição de dados nos ensaios. O Apêndice III apresenta um exemplo do cálculo da incerteza padrão combinada calculada para um dos parâmetros indicados da Tabela 9.

**Tabela 9 – Incertezas expandidas máximas dos parâmetros indicados**

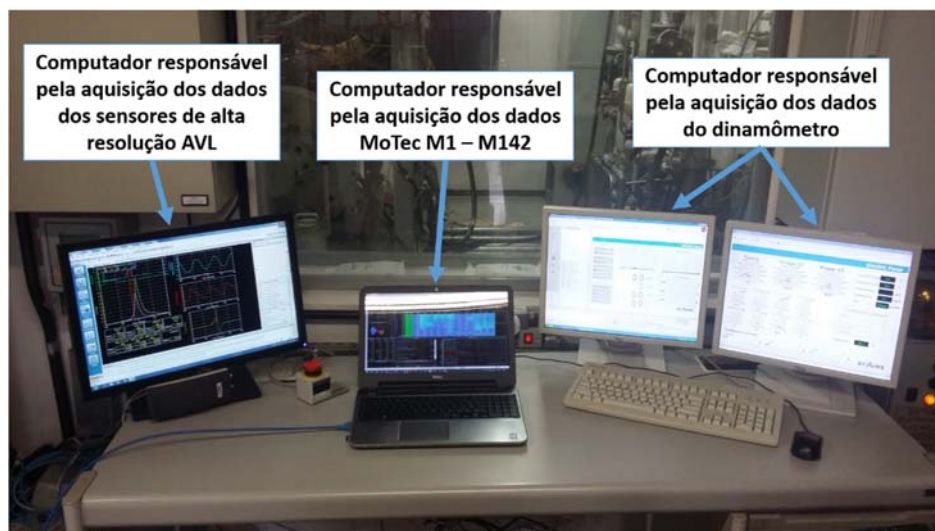
<b>Grandeza</b>	<b>Incerteza expandida máxima</b>
Rotação (AVL Encoder)	$\pm 2,0$ rpm
Pressão Média Efetiva Indicada ( <i>IMEP</i> )	$\pm 10,0$ kPa
Torque Indicado	$\pm 0,27$ N.m
Potência Indicada	$\pm 0,07$ kW
Consumo específico Indicado	$\pm 0,9$ g/kW.h

Fonte: próprio autor

#### **3.4.5. Preparação do sistema de aquisição de dados**

O sistema de aquisição de dados foi composto por três computadores, cada computador está responsável pela aquisição de um grupo de dados. O computador no qual o software *IndiCom* está instalado, foi o responsável pela aquisição dos dados indicados gerados a partir dos sensores de alta resolução instalados no motor. O computador que contém o software de controle motor *MoTec Tune*, foi o responsável pela aquisição dos dados referente ao controle e monitoramento das condições de funcionamento do motor. O computador de controle do dinamômetro foi o responsável pela aquisição dos dados de eixo e de monitoramento das condições de funcionamento do motor. A Figura 60 apresenta a disposição dos computadores na sala de controle do dinamômetro.

**Figura 60 – Computadores responsáveis pelas aquisições de resultados**



Fonte: próprio autor

Com o objetivo de assegurar uma elevada confiabilidade e conformidade com a norma NBR 1585 (ABNT, 1996), foram realizados dois ensaios consecutivos para cada condição teste, com intervalo de aproximadamente um minuto entre eles, sem qualquer ajuste no motor e o sistema de aquisição de dados foi programado para adquirir duzentas (200) amostras durante o processo de medição de desempenho.

Um padrão de nomenclatura foi estabelecido para os nomes dos arquivos salvos em cada computador do sistema de aquisição. A nomenclatura proposta possibilitou tanto a clara identificação do ensaio realizado, evitando possíveis trocas de resultados, quanto a realização de um novo ensaio, caso fosse identificado qualquer anomalia com os dados salvos.

#### **3.4.6. Calibração da célula de carga do dinamômetro**

A calibração da célula de carga do dinamômetro foi realizada antes do início dos testes com o motor. Entretanto, a cada início de um novo teste com o motor, verificava-se se os parâmetros da calibração realizada permaneciam apropriados para o correto funcionamento da célula de carga. O procedimento de calibração da célula de carga foi executado conforme instruções do manual do fabricante do dinamômetro. Utilizando massas padrão, o dinamômetro foi submetido ao seu carregamento máximo e o valor lido pela célula de carga foi então ajustado. Com o objetivo de avaliar a



linearidade e a histerese da célula de carga, carregamentos e descarregamentos parciais, com as massas padrão, foram realizados no dinamômetro. Após a calibração da célula de carga, o dinamômetro estava apto ao início dos testes como o motor.

### 3.5. Realização dos testes dinamométricos

Após a conclusão da etapa de preparação do experimento, foram iniciados os testes em dinamômetro. O primeiro passo da realização dos testes dinamométricos foi a configuração do *software* da UCE MoTec M1 – M142 de acordo com o motor utilizado.

#### 3.5.1. Configuração da UCE MoTec M1

Na configuração do *software* da UCE, parâmetros tais como o número de cilindros, a ordem de ignição, as características tanto do sistema de injeção quanto do sistema de ignição, dentre outros, são inseridos na central visando o correto funcionamento do motor. A Tabela 10 apresenta as principais configurações realizadas na UCE MoTec M1 – M142.

**Tabela 10 – Principais Configurações da UCE MoTec M1 – M142**

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Definição</b>
Engine Run Threshold	380 rpm	Rotação mínima para a central reconhecer que o motor está rodando
Engine Displacement	0,992 l	Volume deslocado do motor
Engine Efficiency Mode	Manifold Air Density	Define qual o método de estimativa da massa de ar admitida
Engine Cylinders	3	Número de cilindros do motor
Engine Load Normalised Mode	Inlet Manifold Pressure	Normalização da carga do motor
Fuel Molar Mass	41,2 g/mol	Massa molar do combustível
Fuel Stoichiometric Ratio	8,36	Estequiometria do combustível
Fuel Density Reference	805,2 kg/m <sup>3</sup>	Densidade do combustível

**Continuação**

Ignition Order	1-2-3	Ordem de ignição do motor
Crank Index Position (CRIP)	-282,6°	Posição da falha na polia
Ignition Timing limit Advanced	60°	Limite máximo do avanço de ignição
Ignition Driver Current	40 mA	Corrente necessária para acionamento do sistema de ignição
Ignition Driver Delay	50 $\mu$ s	Atraso entre o comando e o tempo real de disparo
Ignition Driver Firing Edge	Falling Edge	Disparo na descida
Ignition Coil Charge Time	Tabela	Tempo de carregamento do primário da bobina de ignição ( <i>Dwell time</i> )
Fuel Injector Peak Time	500 $\mu$ s	Tempo máximo gasto para atingir o objetivo de corrente
Fuel Injector Peak Current	12,0 A	Corrente máxima aplicada ao injetor
Fuel Injector Hold Current	2,6 A	Corrente necessária para manter o injetor acionado
Reference Flow	14,60 ml/s	Vazão de referência do injetor
Reference Pressure	80 bar	Pressão de referência do injetor
Engine Speed Limit Maximum	5000 rpm	Rotação máxima do motor

Fonte: próprio autor

O parâmetro de rotação mínima para reconhecimento do funcionamento do motor por parte da UCE, indica um valor de rotação entre a partida do motor e seu pleno funcionamento. Uma vez que a rotação do motor ultrapassa esse valor, considera-se que o motor está funcionando.

A configuração do método para a estimativa da massa de ar indica que foram usados os valores de pressão e temperatura mensurados no coletor de admissão.

O valor do volume deslocado do motor foi configurado UCE devido a lógica de funcionamento da UCE. A MoTec M1 – M142 utiliza a Equação 15 e a Equação 44 como base de funcionamento. A vazão mássica de combustível é determinada pela vazão mássica de ar calculada pela UCE, pela razão estequiométrica ar-combustível e um alvo de lambda configurados na central. A vazão mássica de ar para o motor é calculada a partir de uma eficiência volumétrica, estimada pelo usuário, a densidade do ar admitido, estimada pela central através da pressão e temperatura do ar no coletor de admissão e o volume deslocado do motor.

A pressão no coletor de admissão foi normalizada em relação a pressão atmosférica, conforme a Equação 49. A utilização da carga do motor, *LOAD*, normalizada possibilita compensar a eficiência volumétrica do motor em qualquer altitude, medindo a pressão barométrica, e ajustando a pressão de turbo para a manutenção do desempenho do motor, (Baeta *et al.*, 2004). Contudo, deve-se destacar que a manutenção do desempenho do motor está ligada na capacidade do turbo-compressor de fornecer as pressões necessárias para a compensação da altitude.

$$LOAD = (MAP/BAP) * 100 \quad (49)$$

A fração molar do combustível foi utilizada para a determinação do volume do gás ocupado para uma dada massa de combustível nas condições padrão de pressão e temperatura, assim, a UCE calcula o fator de correção da carga de vapor de combustível no motor.

A densidade do combustível foi utilizada para determinação do volume de combustível a ser injetado no motor, baseado na massa de ar admitido.

A ordem de ignição foi configurada na UCE com o objetivo de promover o correto funcionamento do motor, segundo o projeto do motor.

O parâmetro da posição da falha da polia, *Crank Index Position – CRIP*, indica qual é o intervalo angular entre a falha da polia e o PMS do primeiro cilindro. Antes da partida do motor, a estimativa do CRIP foi realizada pela contagem do número de dentes entre a falha da polia e a posição de PMS do primeiro cilindro, multiplicada pela proporção angular que cada dente da polia representa, ou seja, para uma polia de 60 dentes, cada dente representa 6°. O sinal negativo representa a referência do

*CRIP* em relação ao sinal de sincronismo do motor, no tempo de compressão. Embora o primeiro ajuste do *CRIP* seja com o motor desligado, torna-se necessário a sua verificação na tela do *software* de interface da UCE com o motor em funcionamento, visando compensar o atraso por interpretação de sinais por parte da UCE. O procedimento consiste em comandar um valor de avanço de ignição através do *software* e verificar se o valor coincide com o lido por um sistema de medição externo, para isso, utilizou-se de uma lâmpada estroboscópica conectada ao cabo de vela do 1° cilindro e um goniômetro instalado na polia do motor. Através desse procedimento pode-se verificar com quantos graus de avanço de ignição antes do PMS o motor se encontra e comparar com o valor de ajustado no *software*, possibilitando acertar o valor do ângulo de referência. O objetivo dessa verificação é informar à UCE a correta posição dos pistões dentro dos cilindros, possibilitando que os valores das tabelas de avanço de ignição e instante de injeção, apresentados no *software* de interface da UCE, sejam corretamente aplicados ao motor.

O avanço de ignição máximo é configurado com o objetivo de auxiliar na segurança do motor durante a calibração, evitando que o usuário digite valores absurdos de avanço de ignição.

As configurações tanto do sistema de ignição quanto do sistema de injeção foram baseadas nos relatórios técnicos elaborados pelo fabricante da bobina e do injetor, respectivamente.

A configuração do tempo de carregamento do primário foi realizado, antes do funcionamento do motor, baseado em valores aplicados a mesma bobina de ignição de um motor já calibrado. Após o funcionamento do motor, a tabela de dwell time foi reajustada para o motor utilizado nesse trabalho. Através de um sensor hall para detecção de corrente instalado no sinal do primário da bobina do primeiro cilindro, o sinal de ignição foi inserido no *IndiModul* e apresentado na tela de interface do *IndiCom*. O tempo de carregamento do primário da bobina foi ajustado de forma a atingir o valor de pico de corrente para garantir a máxima energia disponível no processo de ignição, porém, devido às variações de operação de um ciclo para outro, normais em um motor de combustão interna, um fator de segurança de 0,3 ms foi aplicado ao valor de *dwell time*, (Baêta, 2006). Caso o tempo de carregamento da bobina de ignição seja insuficiente, o motor tende a apresentar um aumento da variabilidade cíclica do processo de combustão, por outro lado, caso o tempo de

carregamento da bobina de ignição seja alto demais, a energia acumulada na bobina pode superaquecê-la e danificá-la. A Tabela 11 apresenta os valores ajustados para o motor utilizado neste trabalho, em função da tensão de bateria.

**Tabela 11 – Tabela do tempo de carregamento da bobina de ignição *Dwell Time***

<b>Tensão de Bateria [V]</b>	9	10	11	12	13	14	15	16
<b><i>Dwell Time</i> [ms]</b>	5,5	5,0	4,2	4,0	3,8	3,6	3,4	3,2

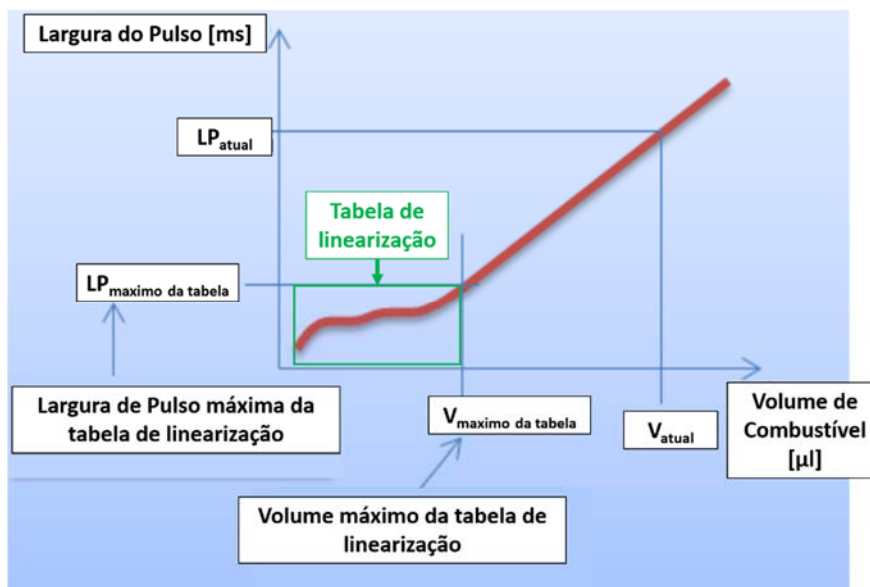
Fonte: próprio autor

Os valores de fluxo de referência e pressão de referência são configurados na UCE para a determinação do tempo de abertura do injetor. A UCE calcula a largura de pulso do tempo de abertura do injetor conforme a Equação 50.

$$LP_{atual} = LP_{m\acute{a}ximo\ da\ tabela} + \frac{(V_{atual} - V_{m\acute{a}ximo\ da\ tabela})}{Fluxo\ de\ refer\ência} \quad (50)$$

Onde  $LP_{atual}$  representa a largura do pulso do tempo de abertura do injetor,  $LP_{m\acute{a}ximo\ da\ tabela}$  e  $V_{m\acute{a}ximo\ da\ tabela}$  representam a largura de pulso máxima do tempo de injeção e o volume máximo de combustível a ser injetado no motor, respectivamente, na tabela de linearização do injetor,  $V_{atual}$  representa o volume de combustível a ser injetado para uma determinada condição de funcionamento do motor, *Fluxo de referência*, representa a vazão nominal do injetor com a pressão de referência como pressão de injeção. O fluxo de referência foi obtido por meio de um teste na bancada de experimentação de injetores disponível no laboratório. A UCE MoTec M1 – M142 possibilita ao usuário a elaboração da tabela de linearização do injetor. A tabela de linearização do injetor auxilia a transição do funcionamento do injetor da região de operação não-linear para a condição de funcionamento linear. A Figura 61 ilustra a utilização da tabela de linearização do injetor. A elaboração da tabela de linearização aplicada ao motor deste trabalho, seguiu os procedimentos estabelecidos pelo fabricante da UCE, (Motec, 2014).

**Figura 61 – Cálculo da largura de pulso do tempo de abertura do injetor**



Fonte: próprio autor

Configura-se também a leitura do sinal do sensor de abertura da válvula borboleta, mostrando à UCE a sua posição totalmente fechada, com o parâmetro de controle do dinamômetro no pedal configurado em 0%, e totalmente fechada, com o parâmetro de controle do dinamômetro no pedal configurado em 100%. Como o funcionamento do sensor é linear, a calibração da posição da válvula borboleta é feita automaticamente.

Todas as tabelas utilizadas pela UCE para controle eletrônico do motor, cujo o parâmetro a ser ajustado é função da rotação e da carga normalizada do motor, foram configuradas em intervalos de 250 em 250 rpm de rotação do motor e em intervalos de 20 em 20% da carga normalizada. O objetivo dessa configuração é possibilitar um maior detalhamento da condição de operação do motor, resultando numa melhor interpolação dos valores ajustados nas tabelas.

Com o objetivo de auxiliar a partida do motor pela primeira vez, estimou-se os valores iniciais de partida a frio do motor. Após a partida do motor e o motor em temperatura de trabalho, realizou-se o ajuste preciso dos parâmetros relativos a partida a frio, resultando na rápida partida do motor antes do início de todos os outros testes.

Com os principais parâmetros configurados na UCE, o próximo passo foi a escolha do enquadramento do comando de válvulas e a realização de testes

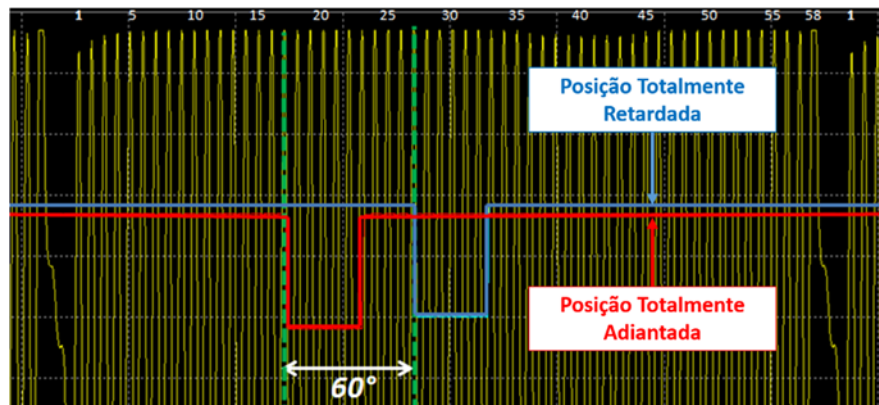
preliminares do funcionamento do motor, bem como das tecnologias empregadas nele.

### **3.5.2. Testes preliminares e Enquadramento do comando de válvulas**

Após a configuração da UCE, iniciou-se os testes preliminares do funcionamento do motor. Com o motor operando em carga e velocidade baixa, realizou-se os testes de resposta do motor em relação a alteração dos valores de avanço de ignição, tempo de injeção e instante de injeção. Como resultado, o motor apresentou respostas coerentes, conforme previsto na literatura, com a alteração dos parâmetros escolhidos.

A primeira tecnologia embarcada no motor a ser testada foi o sistema de comando de válvulas com variador de fase. A leitura de sincronismo do motor foi realizada por meio de uma referência montada no comando de válvulas, no sistema *Cam-In-Cam*, responsável pela abertura das válvulas de admissão. Portanto, a variação do instante de abertura da válvula de admissão provoca a variação do sinal de sincronismo do motor. Essa variação do sinal de sincronismo do motor foi utilizado pela UCE como referência para cálculo de quantos graus o comando de válvulas adiantou. O teste da movimentação do comando de válvulas, foi realizado através do ajuste do valor de *Feed Forward* do controle eletrônico do comando de válvulas. A confirmação do adiantamento do comando de válvulas foi realizada pela captura do sinal de sincronismo do motor, que apresentou um deslocamento em relação a posição nominal de 60°. A Figura 62 ilustra os sinais de sincronismo defasados em 60° um do outro.

**Figura 62 – Sinal de sincronismo modificado pelo variador de fase**



Fonte: próprio autor

Após validação da movimentação do comando de válvulas e a definição do valor de *Feed Forward* para movimentação do comando, configurou-se o controle eletrônico, Proporcional Integral Derivativo – PID, do comando de válvulas. O objetivo da configuração do PID, foi promover o funcionamento do variador de fase em malha fechada. O funcionamento do variador de fase em malha fechada resulta na adaptação automática do controle eletrônico do variador de fase, para qualquer condição de operação do motor, em relação ao alvo de posição do comando de válvulas ajustado pelo calibrador. A Tabela 12 apresenta os valores de PID configurados para o comando de válvulas.

**Tabela 12 – Valores de PID para o controle do variador de fase**

Componente	Valor	Unidade
<i>Feed Forward</i>	46	%
Proporcional	900	%/1000°
Integral	350	%/(1000°.s)
Derivativo	80	%/(1000°/s)

Fonte: próprio autor

Configurou-se também o controle eletrônico PID da quantidade de combustível a ser injetada. A partir de um alvo específico de valor de lambda, o controle atuava no tempo de abertura do injetor de modo que a quantidade de combustível injetada



resultava na leitura do valor indicado pela sonda lambda igual ao especificado anteriormente pelo calibrador. Os ajustes na tabela de injeção foram realizados com o objetivo de minimizar a atuação do PID no processo de controle da quantidade de combustível para um valor menor que 1,5%, assim a variabilidade da quantidade de combustível injetada ciclo a ciclo foi reduzida. A MoTec M1 – M142 considera sempre o instante de injeção, *Injection Timing*, como o início da injeção, de modo que o controle eletrônico da quantidade de combustível injetada é realizada pela modificação do tempo em que o injetor permanece aberto. A Tabela 13 apresenta os valores configurados de PID para controle em malha fechada da quantidade de combustível a ser injetada.

**Tabela 13 – Valores de PID para o controle da quantidade de combustível**

<b>Componente</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
<i>Feed Foward</i>	54	%
Proporcional	80	%/ratio
Integral	60	%/(ratio.s)
Derivativo	40	%/(ratio/s)

Fonte: próprio autor

Uma semelhante configuração de controle eletrônico foi realizada para a bomba de alta pressão de injeção de combustível, proporcionando um controle automático e preciso da pressão de injeção de combustível ao longo dos testes. Contudo, a UCE possibilita apenas a configuração das componentes Proporcional e Integral para o controle da bomba de alta pressão de combustível. A Tabela 14 apresenta os valores configurados para a bomba de alta pressão.

**Tabela 14 – Valores de PID para o controle da bomba de combustível**

<b>Componente</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
<i>Feed Foward</i>	52	%
Proporcional	5	%/MPa
Integral	4	%/(MPa.s)

**Fonte: próprio autor**

O teste de acionamento da *wastegate*, através da eletroválvula *boost-drive*, foi o último a ser realizado. O acionamento da eletroválvula *boost-drive* foi realizado por meio dos valores de *Feed Foward* aplicados a ela, o aumento dos valores de *duty cycle*, aumentam a depressão gerada na a *wastegate* pela eletroválvula *boost-drive*, aumentando assim o fechamento da válvula *wastegate*. A maximização da eficiência global do motor demanda a calibração da pressão no coletor de admissão, por essa razão, não houve a necessidade da configuração dos parâmetros de controle PID para a válvula *boost-drive*.

Após os testes preliminares terem sido realizados, o próximo passo foi a escolha do enquadramento do comando de válvulas aplicado ao motor. O sistema comando de válvulas com variador de fase utilizado pelo motor deste trabalho, conforme apresentado anteriormente, possibilita a movimentação contínua do instante de abertura da válvula de admissão, entre a posição mais atrasada e a posição mais adiantada, numa faixa de 60° do eixo virabrequim, porém, o instante de abertura e fechamento da válvula de exaustão é fixo. O sincronismo entre o comando de válvulas e o eixo virabrequim é realizado, no motor deste trabalho, através de uma corrente. A polia do comando de válvulas aplicada ao motor deste trabalho contém 42 dentes, assim, cada dente equivale a aproximadamente 8,57°. Considerando que, para motores de quatro tempos, o eixo virabrequim realiza o dobro de voltas do comando de válvulas para realizar um ciclo completo, e que um diagrama de válvulas de um motor é baseado com referência no movimento angular do eixo virabrequim, cada modificação no enquadramento do comando de válvulas, por um dente da polia do comando de válvulas, equivale a uma alteração de aproximadamente 17,14° no eixo virabrequim.

Com o objetivo de determinar o melhor enquadramento do comando de válvulas para o motor, estudou-se três diferentes posições de abertura e fechamento da válvula de escape. Resguardando que não haveria nenhum contato das válvulas com o pistão, os enquadramentos com o fechamento da válvula em, aproximadamente, 2° APMS, 15° DPMS e 34° DPMS foram aplicados ao motor. Para cada enquadramento, o motor foi submetido a mesma condição de funcionamento. Baseando-se nos resultados obtidos para cada teste e o objetivo de encontrar um compromisso entre a realização de EGR interna e os efeitos do adiantamento da válvula de admissão, a posição de 15° DPMS foi escolhida como o melhor enquadramento do comando de válvulas para a realização deste trabalho. A Tabela 4 contém o enquadramento completo aplicado ao motor deste trabalho.

Ao finalizar as etapas de testes preliminares, de definição do melhor enquadramento do comando de válvulas, da configuração dos sistemas de controle, monitoramento e aquisição de dados, o motor estava apto ao início dos testes deste trabalho.

### **3.5.3. Caracterização *baseline* do motor**

A primeira etapa da realização dos testes dinamométricos foi a caracterização *baseline* do motor utilizado neste trabalho. A metodologia de calibração *baseline* do motor foi estudada e definida visando obter o torque máximo indicado e a menor covariância da pressão média efetiva indicada (CoV% PMEI), com o motor operando com a razão estequiométrica de combustível. Condições de operação do motor em que a CoV% de PMEI superar o limite de 3,5%, foram consideradas como inapropriadas para o funcionamento do motor, visando uma maior qualidade no fornecimento de torque.

Os passos a seguir foram empregados como metodologia de calibração e ajuste, onde as etapas descritas abaixo foram executadas para cada condição de funcionamento do motor:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de 90°C;
2. Ajustar a condição de carga e rotação prevista para essa estratégia;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT totalmente retardado;

5. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível, usando apenas uma injeção no tempo de admissão;
6. Salvar o arquivo com o nome: (Estratégia-RPM-CARGA-VVT);
7. Ajustar a posição do CVVT de totalmente retardado para totalmente adiantado, em intervalos de 10°, a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos 5 e 6.

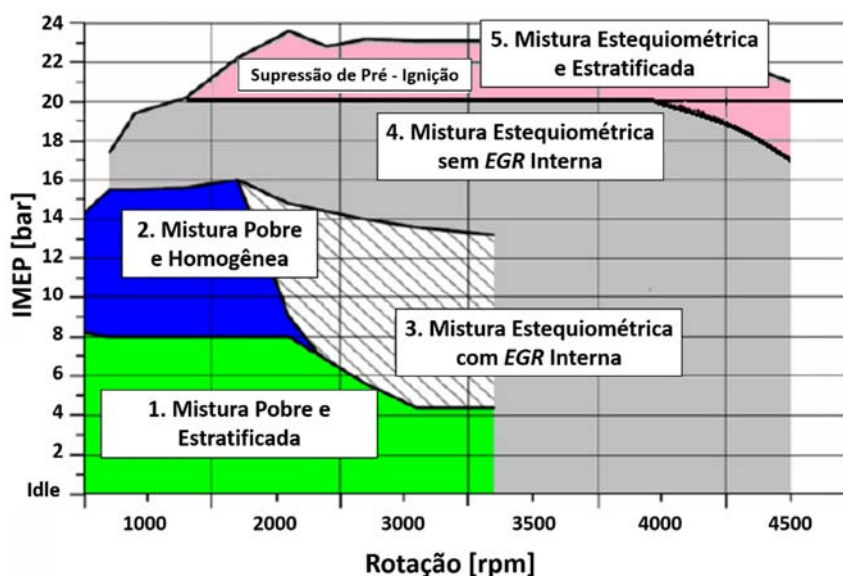
### **3.6. Definição do mapa de estratégias de controle do motor para maximização da eficiência global**

A definição do mapa de estratégias de controle do motor, MECM, para maximização da eficiência global, foi baseada na integração do conhecimento adquirido na revisão bibliográfica desse trabalho com os possíveis ganhos na eficiência global do motor, a partir da utilização do etanol hidratado como combustível e das tecnologias embarcadas no motor, e as orientações de (Baêta, 2015).

O mapa de estratégias de controle do motor proposto neste trabalho, apresentado na Figura 63, foi dividido em regiões de diferentes condições de funcionamento do motor. Cada região do mapa foi caracterizada por uma estratégia diferente de controle do motor para maximização da eficiência global, sendo que no total, foram definidas cinco delas. As cinco estratégias de maximização da eficiência global do motor, foram estabelecidas visando extrair o potencial máximo do etanol hidratado em conjunto com os benefícios de cada tecnologia utilizada no motor.

Para cada região que caracteriza uma diferente estratégia de controle do motor, definiu-se condições de carga e rotação. A Tabela 15 apresenta os pontos calibrados neste trabalho, de acordo com cada estratégia escolhida.

**Figura 63 – Mapa de estratégias de controle do motor para maximização da eficiência global**



Fonte: adaptado de BAETA (2015)

**Tabela 15 – Condições de operação do motor para cada estratégia de maximização da eficiência global**

Estratégia	Carga (PMEI)	Rotação
1	Marcha Lenta - <i>Idle</i>	850 rpm
	4 bar	1000 rpm
2	12 bar	2000 rpm
3	6 bar	3000 rpm
	12 bar	2500 rpm
4	10 bar	3500 rpm
	15 bar	3500 rpm
5	22 bar	2500 rpm

Fonte: próprio autor

### **3.6.1. Metodologia de calibração para cada estratégia de maximização da eficiência global**

As estratégias de maximização da eficiência global escolhidas neste trabalho, contem particularidades que podem proporcionar benefícios ao funcionamento do motor, em cada condição de operação, quanto ao consumo de combustível e ao nível de emissões de poluentes. Portanto, a definição de uma única metodologia de calibração para todas as estratégias escolhidas, poderia inviabilizar a maximização da eficiência global para uma dada condição de funcionamento do motor. Assim, neste trabalho, determinou-se uma metodologia de calibração do motor específica para cada uma das cinco estratégias escolhidas.

#### **3.6.1.1. Estratégia 1 – Mistura pobre e estratificada**

A estratificação da mistura foi alcançada através da divisão da injeção de combustível em dois períodos, *split-injection*. Essa estratégia visou explorar os benefícios da razão entre calores específicos, considerando a maior eficiência de conversão de combustível, os níveis de emissões de poluentes, e a menor variabilidade cíclica possível, CoV% de PMEI  $\leq 3,5\%$ . A variação total da velocidade de rotação do motor foi utilizada como parâmetro de estabilidade no funcionamento do motor em marcha lenta. Condições de operação do motor em que a CoV% de PMEI superar o limite de 3,5%, foram consideradas como inapropriadas para o funcionamento do motor, visando uma maior qualidade no fornecimento de torque. A metodologia de calibração da estratégia 1 seguiu os seguintes passos:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de 90°C;
2. Ajustar a condição de carga e rotação prevista para essa estratégia;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT totalmente retardado;
5. Ajustar a Injeção apenas para o tempo de admissão;
6. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível;

7. Utilizar do *split-injection*, iniciado com 50% da injeção no tempo de admissão e 50% da injeção no tempo de compressão;
8. Estudar do melhor *injection timing* da segunda injeção visando menor CoV% PMEI;
9. Salvar o arquivo com o nome: (Estratégia-RPM-CARGA-VVT-%COMP-LAMB);
10. Diminuir a contribuição da segunda injeção em intervalos de 10%, até a condição de injetar apenas no tempo de admissão, e para cada ajuste repita os procedimentos de 8 e 9;
11. Ajustar a posição do CVVT de totalmente retardo para totalmente adiantado, em intervalos de 10°, a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos de 5 a 10;
12. Aumentar o valor do fator lambda em intervalos de 0,1, observando o limite máximo do CoV% de PMEI. Ajustar a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga. Para cada ajuste repetir os procedimentos de 4 a 11.

### **3.6.1.2. Estratégia 2 – Mistura pobre homogênea**

A estratégia dois é caracterizada pela formação de uma mistura ar-combustível pobre e homogênea, porém, com utilização do turbo-compressor para manutenção da carga. Utilizou-se apenas uma injeção no tempo de admissão e o empobrecimento da mistura ar-combustível, considerando a maior eficiência de conversão de combustível, os níveis de emissões de poluentes, e a menor variabilidade cíclica possível, CoV% de PMEI  $\leq 3,5\%$ . Condições de operação do motor em que a CoV% de PMEI superar o limite de 3,5%, foram consideradas como inapropriadas para o funcionamento do motor, visando uma maior qualidade no fornecimento de torque. A metodologia de calibração da estratégia um seguiu os seguintes passos:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de 90°C;
2. Ajustar a condição de carga e rotação prevista para essa estratégia;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT totalmente retardado;

5. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível, usando apenas uma injeção no tempo de admissão;
6. Salvar o arquivo com o nome: (Estratégia-RPM-CARGA-VVT-LAMB);
7. Ajustar a posição do CVVT de totalmente retardado para totalmente adiantado, em intervalos de  $10^\circ$ , e para cada ajuste repetir os procedimentos 5 e 6;
8. Ajustar o valor de lambda, iniciado com 1,0, em intervalos 0,1, até o CoV% de PMEI  $\leq 3,5$ , a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos dos itens 5 a 7.

### **3.6.1.3. Estratégia 3 – Mistura estequiométrica, homogênea com EGR interna**

A estratégia três é caracterizada por uma mistura ar-combustível estequiométrica, homogênea e diluída por frações de EGR interna. A técnica de *de-throttling*, que consiste em abrir a válvula borboleta e ajustar o posicionamento do CVVT para retenção de gases queimados, foi utilizada para a recuperação da carga devido aos níveis de diluição. A utilização da técnica de *de-throttling* requer o monitoramento das perdas por bombeamento, da CoV% de PMEI, da taxa de queima de combustível, e dos níveis de emissões. Condições de operação do motor em que a CoV% de PMEI superar o limite de 3,5%, foram consideradas como inapropriadas para o funcionamento do motor, visando uma maior qualidade no fornecimento de torque. A metodologia de calibração da estratégia um seguiu os seguintes passos:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de  $90^\circ\text{C}$ ;
2. Ajustar a condição de carga e rotação prevista para essa estratégia;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT totalmente retardado;
5. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível, usando apenas uma injeção no tempo de admissão;
6. Salvar o arquivo com o nome: (Estratégia-RPM-CARGA-VVT);
7. Ajustar a posição do CVVT de totalmente retardado para totalmente adiantado, em intervalos de  $10^\circ$ , a pressão de sobrealimentação ou a



abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos 5 e 6.

#### **3.6.1.4. Estratégia 4 - Mistura estequiométrica, homogênea sem *EGR* interna**

A estratégia quatro é caracterizada por uma mistura ar-combustível estequiométrica, homogênea e sem diluição por frações de *EGR* interna. O objetivo da aplicação dessa estratégia, é proporcionar ao motor uma condição de funcionamento com a câmara de combustão o mais limpa possível, visando baixas concentrações de gases de escape resíduas dentro dela. A alta concentração de gases de escape retidos na câmara de combustão, nessas condições de operação, promovem o aumento da tendência a autoignição do combustível, tornando-se um efeito indesejável ao funcionamento do motor. Condições de operação do motor em que a  $CoV\%$  de *PMEI* superar o limite de 3,5%, foram consideradas como inapropriadas para o funcionamento do motor, visando uma maior qualidade no fornecimento de torque. A metodologia de calibração da estratégia um seguiu os seguintes passos:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de 90°C;
2. Ajustar a condição de carga e rotação prevista para essa estratégia;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT totalmente retardado;
5. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível, usando apenas uma injeção no tempo de admissão;
6. Salvar o arquivo com o nome: (Estratégia-RPM-CARGA-VVT);
7. Ajustar a posição do CVVT de totalmente retardo para totalmente adiantado, em intervalos de 10°, a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos 5 e 6.

### 3.6.1.5. Estratégia 5 – Mistura estequiométrica e estratificada pra supressão de pré-ignição

A estratégia cinco é caracterizada por uma mistura ar-combustível estequiométrica e estratificada. O principal objetivo dessa estratégia é mitigar ou até suprimir a tendência a pré-ignição do combustível nessas condições de altas cargas. Condições de operação do motor em que a CoV% de PMEI superar o limite de 3,5%, foram consideradas como inapropriadas para o funcionamento do motor, visando uma maior qualidade no fornecimento de torque. A metodologia de calibração da estratégia um seguiu os seguintes passos:

1. Partida e aquecimento do motor até a temperatura de trabalho de 90°C;
2. Ajustar a condição de carga e rotação prevista para essa estratégia;
3. Ajustar o fator lambda pra 1,0;
4. Ajustar o CVVT totalmente retardado;
5. Ajustar todos os parâmetros de controle do motor, mantendo a mesma carga e rotação, visando atingir a maior eficiência de conversão de combustível, usando apenas uma injeção;
6. Utilizar do *split-injection*, iniciado com 50% da injeção no tempo de admissão e 50% da injeção no tempo de compressão;
7. Estudar do melhor *injection timing* da segunda injeção visando a supressão de pré-ignição;
8. Salvar o arquivo com o nome: (Estratégia-RPM-CARGA-VVT-%COMP);
9. Diminuir a contribuição da segunda injeção em intervalos de 10%, até a condição de injetar apenas no tempo de admissão, e para cada ajuste repita os procedimentos de 7 e 8;
10. Ajustar a posição do CVVT de totalmente retardo para totalmente adiantado, em intervalos de 10°, a pressão de sobrealimentação ou a abertura da válvula borboleta para manutenção da carga e para cada ajuste repetir os procedimentos 5 a 9.

### **3.6.2. Metodologia de depuração dos dados de pressão no cilindro**

Os resultados de desempenho obtidos com os testes dinamométricos deste trabalho, baseiam-se na curva de pressão no cilindro. Conforme descrito anteriormente, os sensores de pressão de alta resolução foram instalados no terceiro cilindro do motor, e seus resultados considerados como representativos do motor como um todo. As calibrações dos sensores de alta resolução foi configurada no *IndiCom*, possibilitando a conversão dos sinais lidos pelos sensores em parâmetros conhecidos, como a pressão. Os sinais gerados por esses sensores devem ser correlacionados com referências que possibilitam determinar um valor de offset para as curvas de pressão. A curva de pressão no cilindro, neste trabalho, foi deslocada tendo o sinal da pressão no coletor de admissão como referência, assim, estabeleceu-se que o valor da pressão dentro do cilindro era igual ao valor da pressão no coletor de admissão quando o pistão atingi o PMI. O sinal da pressão no coletor de escape, também foi deslocado conforme um sinal de referência da pressão ambiente colocado dentro da sala dinamométrica. Essas correlações entre os sinais de pressão e suas referências, tornaram possível a realização do *TPA*, que é uma importante ferramenta na compreensão dos fenômenos de troca gasosa dentro do motor.

Conforme descrito anteriormente, o sistema de aquisição de dados foi configurado para salvar 200 ciclos de funcionamento do motor. Baseando-se na documentação técnica (Avl, 2012), disponibilizada pelo desenvolvedor do sistema, a curva média da pressão no cilindro, dos 200 ciclos aquisitados, é construída por uma interpolação dos valores mensurados a cada passo de ângulo de virabrequim. Considerando que a curva média da pressão no cilindro é uma construção de uma curva fictícia, neste trabalho, a curva média de pressão no cilindro não foi considerada como resultado da calibração do motor. Porém, determinou-se neste trabalho, que a curva de pressão no cilindro, dentre as 200 aquisitadas, que mais e aproximasse da curva média de pressão no cilindro, construída via *software*, seria a curva representativa dos resultados obtidos após a calibração do motor.

Segundo (Avl, 2012), o *software IndiCom* calcula a pressão média efetiva indicada, PMEI, em função da pressão medida dentro do cilindro, conforme a Equação 51.

$$PMEI = \frac{1}{V_d} \cdot \int_{-360}^{+360} p \cdot dV = \frac{W}{V_d} \quad (51)$$

Onde  $p$  representa a pressão dentro do cilindro e  $dV$  representa a variação do volume dentro do cilindro.

As Equações 52 e 53, para o cálculo do torque,  $T$ , e da potência indicada,  $P$ , foram programados no *IndiCom* dentro do *Calgraf*.

$$T = \frac{PMEI \cdot V_d}{2 \cdot \pi \cdot n_R} \quad (52)$$

$$P = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot T \quad (53)$$

A expressão para o cálculo da taxa de liberação de calor, é obtida a partir da primeira lei da termodinâmica e da equação dos gases ideais.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (54)$$

Onde  $U$  representa a energia interna do fluido [J],  $\dot{Q}$  representa a taxa de transferência de calor aparente [J] e  $\dot{W}$  representa o trabalho realizado pelo fluido. A Equação 54 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{Q} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} + p \frac{dV}{dt} \quad (55)$$

Onde  $T$  é a temperatura do fluido [K],  $p$  a pressão do fluido [Pa],  $V$  o volume do fluido [m<sup>3</sup>],  $m$  a massa de fluido dentro do cilindro [kg],  $c_v$  o calor específico do fluido a volume constante [J/kg.K] e  $\dot{Q}$  representa a taxa de transferência de calor aparente para o fluido. Denomina-se calor aparente, o resultado da diferença entre o calor total produzido no processo de combustão e o calor cedido para as paredes e para o fluido de arrefecimento do motor.

A partir da equação do gás ideal, ilustrada pela Equação 56, a Equação 55 pode ser manipulada.

$$pV = mRT \quad (56)$$

Onde  $R$  representa a constante dos gases ideias.

Assumindo que a massa do fluido é constante, a Equação 56 pode ser diferenciada, tornando-se a Equação 57.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left( p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} \right) \quad (57)$$

Substituindo a Equação 57 na Equação 55, obtém-se:

$$\frac{dQ}{dt} = \left( \frac{c_v}{R} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (58)$$

Sabendo-se que  $c_p = c_v + R$  e que  $\gamma = c_p/c_v$  e substituindo a relação temporal pela relação angular, tem-se:

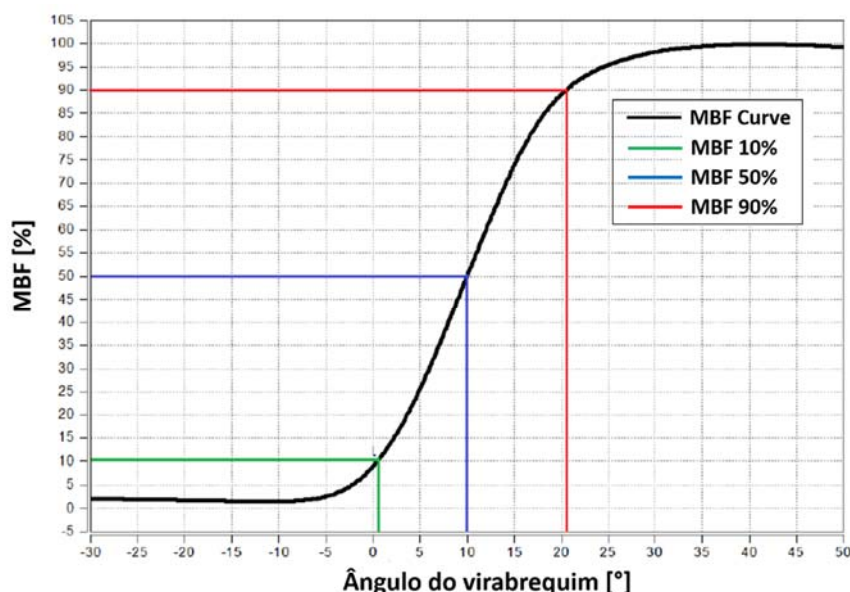
$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma(\theta)}{\gamma(\theta) - 1} \cdot p(\theta) \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma(\theta) - 1} \cdot V(\theta) \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (59)$$

Onde  $\gamma$  é o coeficiente politrópico dado pela razão entre o calor específico a pressão constante,  $c_p$ , e o calor específico a volume constante  $c_v$ , e  $V(\theta)$  e  $p(\theta)$  representam o volume deslocado e a pressão no cilindro em função da posição angular do virabrequim, respectivamente.

A integração da Equação 59, fornece o calor aparente liberado,  $Q(\theta)$ . Dividindo-se os valores obtidos da curva de calor liberado, pelo valor total de calor liberado,  $Q_t$ , obtém-se a curva de fração mássica queimada em função da posição angular do virabrequim, do inglês *Mass Burn Fraction*,  $MBF(\theta)$  conforme ilustrado na Figura 64, e calculado pela Equação 60.

$$MBF(\theta) = Q(\theta)/Q_t \quad (60)$$

**Figura 64 – Curva de fração Mássica Queimada *MBF* em função do ângulo do virabrequim**



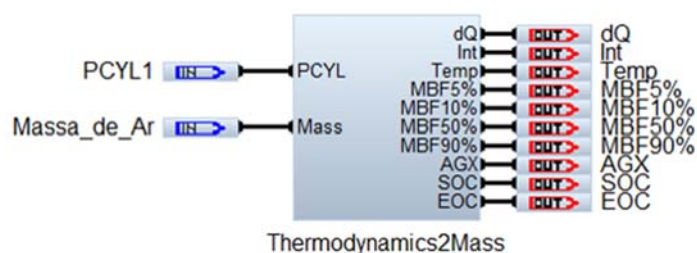
Fonte: adaptado de RODRIGUES FILHO (2014)

A análise da curva de MBF de um motor é uma das principais formas de avaliação do comportamento e da qualidade do processo de combustão. Segundo (Heywood, 1988), o valor do ângulo do virabrequim, que equivale a MBF 50%, estar por volta de  $10^\circ$ , indica que o motor está operando em condições de MBT. Os instantes de MBF 10% e MBF 90% são considerados como início e término da fase principal da combustão, respectivamente. Conforme (Ozdor *et al.*, 1994), o período de MBF de 0 a 10% é dominado pela formação do *Kernel* e a combustão é afetada pela relação ar-combustível, pelo índice de diluição da mistura por gases residuais e pela estrutura de fluxo, nas vizinhanças da vela de ignição. O período do processo de combustão além do MBF 90% é desprezado devido à desaceleração da combustão em regiões próximas as paredes do cilindro. A aproximação da frente de chama das paredes do cilindro provoca uma significativa redução da sua temperatura e conseqüentemente da velocidade de combustão. A diferença entre os instantes característicos da curva de fração mássica queimada, MBF 10%, MBF 50% e MBF 90%, indica o comportamento de queima do combustível ao longo do processo de combustão. Segundo (Ayala *et al.*, 2006), a diferença entre MBF 90% e MBF 10%, chamada de MBF 10-90%, deve ser mantida por volta de  $30^\circ$  do ângulo do virabrequim para maximização da eficiência de conversão de combustível. As diferenças entre os

períodos angulares de queima, do início até a metade da combustão e da metade até o final da combustão, chamados de MBF 10-50% e MBF 50-90% respectivamente, indicam o balanço do processo de combustão. Os valores de MBF 10-50% e MBF 50-90%, devem ser os mais próximos possíveis para maximização do aproveitamento do calor liberado pelo processo de combustão.

O software *IndiCom*, disponibiliza ao usuário modelos matemáticos já implementados para os cálculos termodinâmicos necessário para análise de resultados. Para este trabalho, determinou-se o modelo *Thermodynamics2Mass* dentre os disponíveis, como o mais apropriado para o trabalho. Conforme mostrado na Figura 65, o modelo matemático *Thermodynamics2Mass* fornece a curva da taxa de liberação de calor,  $dQ$ , a curva da taxa de fração mássica queimada,  $Int$ , a curva da temperatura média dos gases dentro do cilindro,  $Temp$ , os valores dos ângulos do eixo virabrequim relativos a MBF 5%, MBF 10%, MBF 50%, MBF 90%, o balanço do processo de combustão AGX, o início da combustão, SOC e o final da combustão EOC. O início da combustão é referenciado pelo primeiro valor positivo na curva de liberação de calor após a ignição. O final da combustão é referenciado pela primeira passagem da curva de liberação de calor pelo zero, porém, contabilizada por mais 3° do ângulo do eixo virabrequim. A massa de ar dentro do cilindro é informada como dado de entrada ao modelo, portanto neste trabalho, o valor médio de massa de ar mensurado pelo sensor de vazão mássica de ar foi inserido no modelo. A escolha do modelo matemático *thermodynamics2Mass* justifica-se devido o modelo matemático fornecer grande parte dos parâmetros necessários para análise do processo de combustão e utilizar valores mensurados de massa de ar, e não estimados como nos demais modelos, para a realização dos cálculos.

**Figura 65 – Modelo matemático *Thermodynamics2Mass***



Fonte: próprio autor

### 3.6.3. Metodologia para detecção da detonação

Com o objetivo de identificar e mitigar a ocorrência do fenômeno de detonação durante os testes dinamométricos foram tomadas algumas precauções. A primeira precaução tomada foi a configuração da UCE MoTec M1 – M142 para identificação do fenômeno e diminuição do avanço de ignição. Configurou-se na UCE a faixa de frequência onde provavelmente seria a frequência do fenômeno de detonação. A frequência lida pelo sensor de detonação era então normalizada em relação à média de frequência da faixa previamente configurada, assim a UCE apresentava percentuais de detonação. A atuação da UCE foi configurada conforme a Tabela 16, onde o valor de avanço de ignição era diminuído proporcionalmente a intensidade do fenômeno de detonação. Após a supressão do fenômeno de detonação, a UCE recuperava o valor de avanço de ignição conforme ajustado na tabela de ignição.

**Tabela 16 – Atuação da UCE na mitigação de detonação**

<b>Intensidade de detonação</b>	<b>Retardo de ignição</b>
40%	-0,5° [CA]
50%	-0,8° [CA]
60%	-1,3° [CA]
70%	-1,6° [CA]
80%	-1,9° [CA]
90%	-2,2° [CA]
100%	-2,5° [CA]

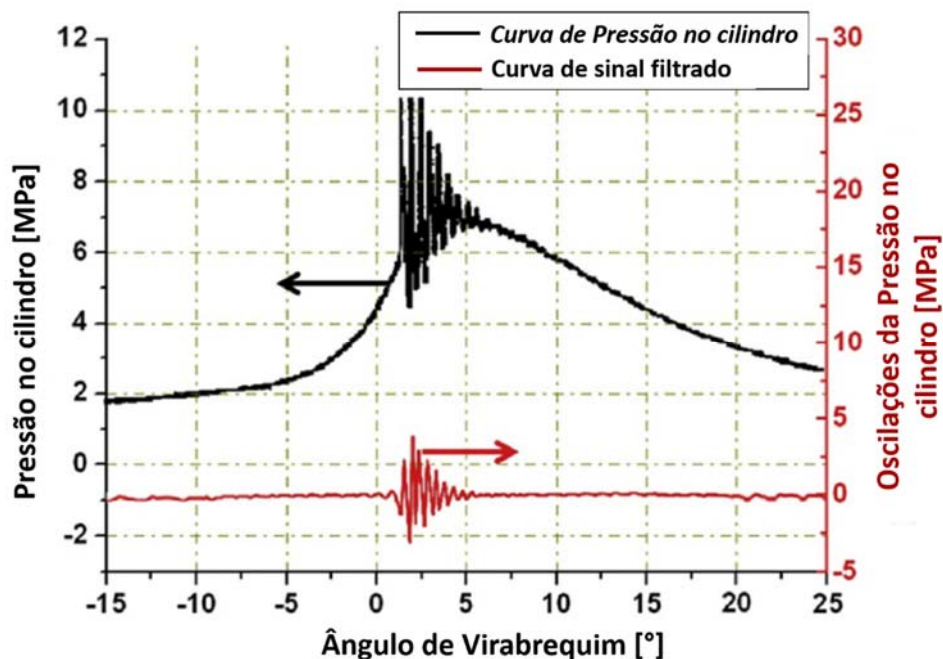
**Fonte: próprio autor**

A segunda precaução tomada com relação a detonação, foi a identificação do fenômeno de detonação realizada graficamente através do software IndiCom. Segundo (Avl, 2012), a curva de pressão no cilindro é submetida a um filtro de frequência entre aproximadamente 4 a 20kHz, com o objetivo de gerar um novo sinal com apenas as oscilações geradas pela detonação, conforme mostrado na Figura 66. O sinal de frequência filtrado da curva de pressão no cilindro é então retificado e a



parte negativa da curva é rebatida para a parte positiva. Com o resultado da retificação, o *software IndiCom* caracteriza o fenômeno de detonação de duas maneiras. A primeira maneira é através da comparação do pico de frequência do sinal retificado com a frequência de detonação estimada pelo usuário, assim, caso o pico de frequência seja maior ou igual a frequência configurada no software, o *IndiCom* alerta a ocorrência do fenômeno de detonação. A segunda maneira é pela comparação do valor da integral da curva retificada com o um valor da integral também estimado pelo usuário, analogamente, caso o da integral seja maior ou igual ao valor configurado no software, o *IndiCom* alerta a ocorrência do fenômeno de detonação. Para ambas precauções tomadas, o motor sob as condições de detonação, retirou-se 2° da tabela de avanço de ignição com o objetivo de resguardar a integridade estrutural do motor.

**Figura 66 – Curva de pressão no cilindro com ocorrência de detonação e curva com o filtro de frequência.**



Fonte: adaptado de PAN (2014)

### 3.7. Medição de emissões

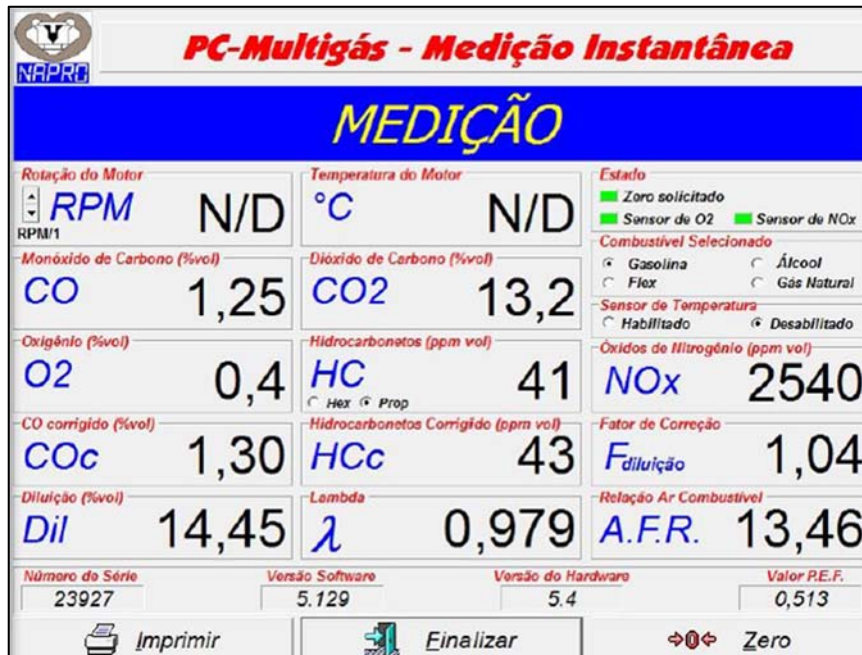
A implementação de uma estratégia de controle eletrônico do motor impacta diretamente nos níveis de gases poluentes produzidos por ele. Portanto, durante a

fase de desenvolvimento de um motor é imprescindível, dependendo de sua aplicação, a utilização de um sistema capaz de avaliar as concentrações dos gases poluentes na exaustão. Com o objetivo de avaliar os níveis de poluentes emitidos pelo motor, de acordo com cada estratégia de controle do motor para a maximização da eficiência global implementada, utilizou-se, neste trabalho, o analisador de gases PC-Multigás desenvolvido pela NAPRO. Segundo (Napros, 2011), as principais características do sistema PC-Multigás são:

- Alimentação de 12V DC ou 110/220V AC – 60 Hz;
- Escalas de medições: CO: 0 – 15 %v/v; CO<sub>2</sub>: 0 – 20 %v/v; HC: 0 – 20.000 ppm; O<sub>2</sub>: 0 – 25 %v/v, NO<sub>x</sub>: 0 – 5000 ppm; Lambda: 0 – 9,99;
- Comunicação serial RS232 / USB;
- Eliminador de água condensada;
- Dimensões de 290 x 150 x 310 mm;
- Peso de 4kg

O PC Multigás, através do método de infravermelho não dispersivo, do inglês *Non Dispersive Infrared* – NDIR, realiza a medição dos gases CO, HC, NO<sub>x</sub>, e O<sub>2</sub>. A Figura 67 ilustra a tela de interface do *software* do analisador de gases PC-Multigás. O método NDIR consiste em detectar a absorção de comprimentos de onda infravermelha característicos do gás que está sendo analisado. O analisador de gases possui um emissor de radiação infravermelha dotado de um filtro óptico que, em conjunto, emite radiação infravermelha com comprimento de onda apropriado para ser absorvido pelo gás que se pretende medir. Assim, através de um detector de onda infravermelha, a concentração do gás na exaustão é determinada pela quantificação da energia infravermelha absorvida pela amostra. Com o objetivo de se obter uma amostra significativa dos gases de escape, configurou-se a aquisição de 200 amostras dos gases poluentes para cada condição de funcionamento do motor.

Figura 67 – Interface do analisador de gases PC-Multigás



Fonte: MOREIRA (2014)

No sistema PC-Multigás as medições realizadas são apresentadas em percentual volume por volume, %v/v, ou em partes por milhão, ppm. Contudo, para este trabalho, optou-se por utilizar a emissão específica (g/kW.h) do motor como padrão de avaliação dos níveis de emissões de poluentes. A metodologia proposta por (Melo, 2012) foi utilizada, neste trabalho, para o cálculo dos níveis de emissões de gases poluentes alcançados pelo motor, partir dos dados obtidos pelo sistema PC-Multigás. A Equação 61 apresenta o cálculo das emissões específicas para um gás qualquer,  $N$ :

$$M_N = \frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_c}{P} \cdot \frac{MM_N}{MM_{ex}} \cdot [N] \cdot KH \cdot 10^a \quad (61)$$

Onde  $MM_N$  representa a massa molar do gás  $N$  [kg/kmol],  $MM_{ex}$  representa a massa molar dos gases do escapamento [kg/kmol],  $[N]$  representa ou a concentração % em volume do gás  $N$ , ou a concentração em ppm do gás  $N$ ,  $KH$  representa o fator de umidade somente utilizado para cálculo das emissões de NOx, para os demais gases, considera-se  $KH = 1$ . Para concentrações mensuradas em %v/v,  $a = -4$ , e para concentrações mensuradas em ppm,  $a = -6$ .

O cálculo de  $KH$  e  $MM_{ex}$  é realizado pelas Equações 62 e 63, respectivamente.

$$KH = \frac{1}{[1 - 0,03297 \cdot (HR - 10,71)]} \quad (62)$$

$$MM_{ex} = \frac{MM_{HC} \cdot [HC]}{10^6} + \frac{MM_{CO} \cdot [CO]}{10^4} + \frac{MM_{CO_2} \cdot [CO_2]}{10^4} + \frac{MM_{NO_x} \cdot [NO_x]}{10^6} + \frac{MM_{H_2O} \cdot [H_2O]}{10^6} + MM_{N_2} \cdot \left( 100 - \frac{[HC]}{10^6} - \frac{[CO]}{10^4} - \frac{[CO_2]}{10^4} - \frac{[NO_x]}{10^6} - \frac{[H_2O]}{10^6} \right) \quad (63)$$

Onde  $MM_{HC}$ ,  $MM_{CO}$ ,  $MM_{CO_2}$ ,  $MM_{NO_x}$ ,  $MM_{H_2O}$  e  $MM_{N_2}$ , representam a massa molar do HC, CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, H<sub>2</sub>O e N<sub>2</sub> [kg/kmol], respectivamente e (HC), (CO), (CO<sub>2</sub>), (NO<sub>x</sub>) e (H<sub>2</sub>O) representam as concentrações de HC [ppm], CO [%v/v], CO<sub>2</sub> [%v/v], NO<sub>x</sub> [ppm] e H<sub>2</sub>O [ppm], respectivamente.

### 3.8. Considerações finais

As metodologias aplicadas nessa seção promoveram a realização de testes dinamométricos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turboalimentado, em condições onde implementou-se estratégias específicas de controle do motor para a maximização da eficiência global. Os resultados obtidos de cada estratégia proposta são abordados na próxima seção visando à compreensão dos ganhos e das perdas proporcionados por cada uma dessas estratégias.

## 4. RESULTADOS E ANÁLISE

Os resultados deste trabalho mostram o desempenho de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo-alimentado. Estes resultados são agrupados de acordo com a estratégia de maximização da eficiência global do motor. Os resultados obtidos com a utilização de cada estratégia de controle eletrônico do motor são comparados com os resultados da calibração do motor *baseline* descrita na seção 3.5.3.

O Apêndice IV apresenta as tabelas contendo os dados médios e as incertezas e medição das principais grandezas mensuradas durante os ensaios no dinamômetro. A elevada confiabilidade dos resultados apresentados neste trabalho resulta da elevada qualidade dos sistemas de medição utilizados, do número elevado de amostras realizados em cada ensaio e a aplicação de metodologias de calibração do motor em conformidade com a norma NBR 1585 (ABNT, 1996).

### 4.1. Resultados do desempenho do motor utilizando a Estratégia 1

A estratégia 1, conforme descrito na seção 3.6.1.1 deste trabalho, é caracterizada por uma mistura de ar-combustível pobre e estratificada. A estratificação da mistura foi realizada através da divisão da injeção de combustível em dois períodos, chamado *split-injection*.

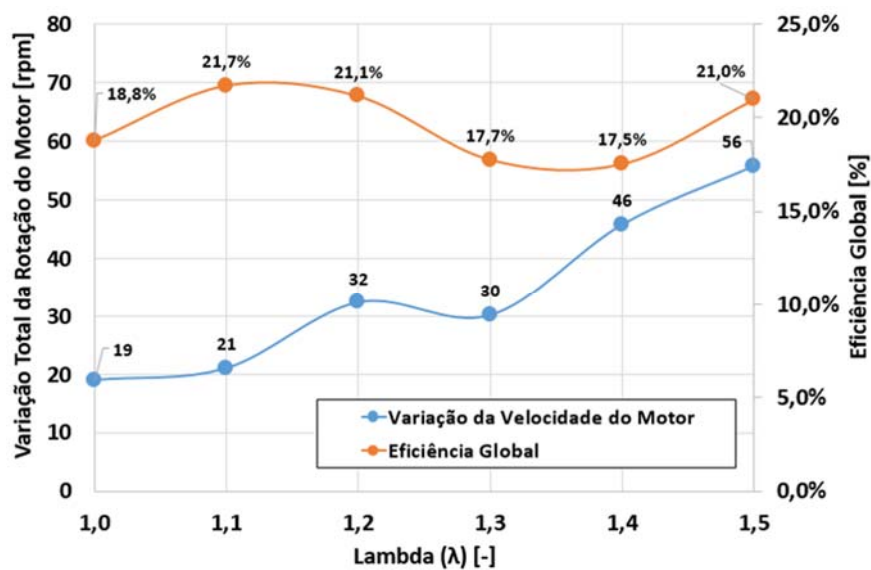
Os resultados obtidos de cada condição de operação estabelecidas para a estratégia 1, conforme a Tabela 15, são abordados separadamente para melhor análise dos efeitos do empobrecimento e da estratificação no funcionamento do motor.

#### 4.1.1. Primeira condição de funcionamento do motor: *Marcha lenta (Idle) x 850 rpm*

Inicialmente, com o objetivo de determinar uma condição de referência de funcionamento do motor, para comparação com os resultados obtidos da implementação da estratégia 1 visando a maximização da eficiência global, avaliou-se os resultados obtidos da caracterização *baseline* do motor. Conforme descrito na seção 3.5.3 deste trabalho, a eficiência global do motor e a variação total da rotação do motor, foram os dois principais parâmetros utilizados para a definição da melhor condição de funcionamento motor em função do empobrecimento da mistura ar-

combustível. A Figura 68 apresenta os resultados obtidos para a variação da rotação e da eficiência global do motor em função do aumento do fator lambda. Os resultados mostram um aumento da instabilidade da rotação do motor em função do aumento dos níveis de empobrecimento da mistura ar-combustível.

**Figura 68 – Resultados da variação da rotação e da eficiência global do motor em função do fator  $\lambda$  na caracterização *baseline* do motor - Estratégia 1.1.**



Fonte: próprio autor

Os resultados obtidos do empobrecimento e estratificação da mistura ar-combustível na implementação da estratégia 1, apresentaram um aumento médio da eficiência global do motor de 19,7% e máximo de 32% para  $\lambda=1,4$ , atingindo a maior eficiência global com o  $\lambda=1,1$ , porém, com um ligeiro aumento da instabilidade da rotação do motor, conforme apresentado na Figura 69.

O aumento da eficiência global do motor, com a estratificação da mistura, está diretamente relacionado com o aumento da razão dos calores específicos, *gamma effect* e a aceleração do processo de queima do combustível. Conforme a Equação 16, a eficiência térmica do motor, que opera segundo o ciclo Otto, é função da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos. Considerando que a razão volumétrica de compressão do motor utilizado neste trabalho é fixa, os ganhos de eficiência térmica estão diretamente relacionados ao aumento da razão dos calores específicos proporcionado pelo empobrecimento da mistura ar combustível. Além disso, segundo (Zhao, 2010), a estratificação da mistura ar-combustível promove uma

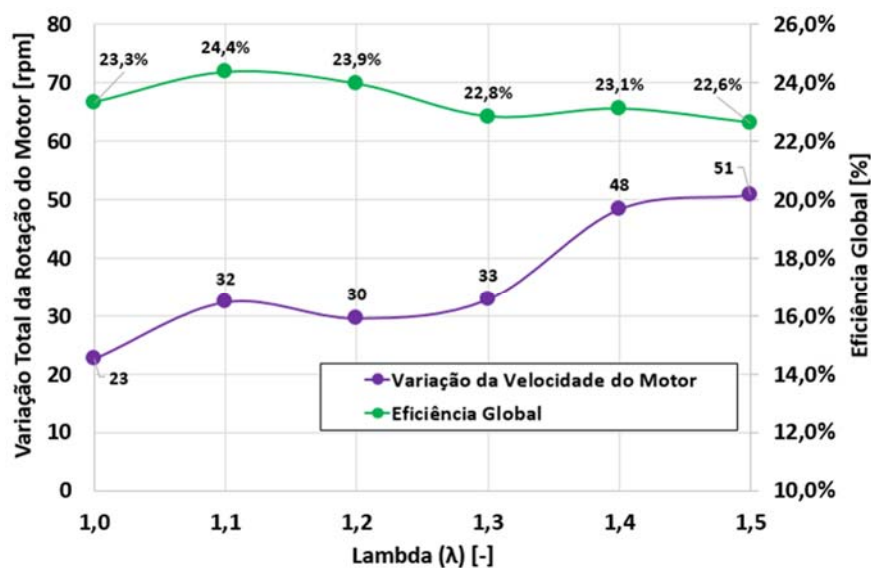
redução da perda de calor para as paredes da câmara de combustão devido à presença de uma camada de ar na periferia da câmara de combustão. Conforme apresentado na Tabela 17, a estratificação da mistura ar-combustível proporcionou uma aceleração do processo de combustão e uma aproximação do MBF 50% da condição de MBT, contribuindo para o aumento da eficiência global do motor.

**Tabela 17 – Comparação dos parâmetros do processo de combustão entre condições de *baseline* e implementação - Estratégia 1.1.**

	Lambda [-]	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
<b>Baseline</b>	MBF 10-90% [CA]	55,3	53,3	62,8	71,4	71,5	69,4
<b>Estratégia 1</b>	MBF 10-90% [CA]	40,9	44,5	43,8	46,7	47,1	48,1

Fonte: próprio autor

**Figura 69 – Resultados da variação da rotação e da eficiência global do motor em função do fator  $\lambda$  - Estratégia 1.1.**



Fonte: próprio autor

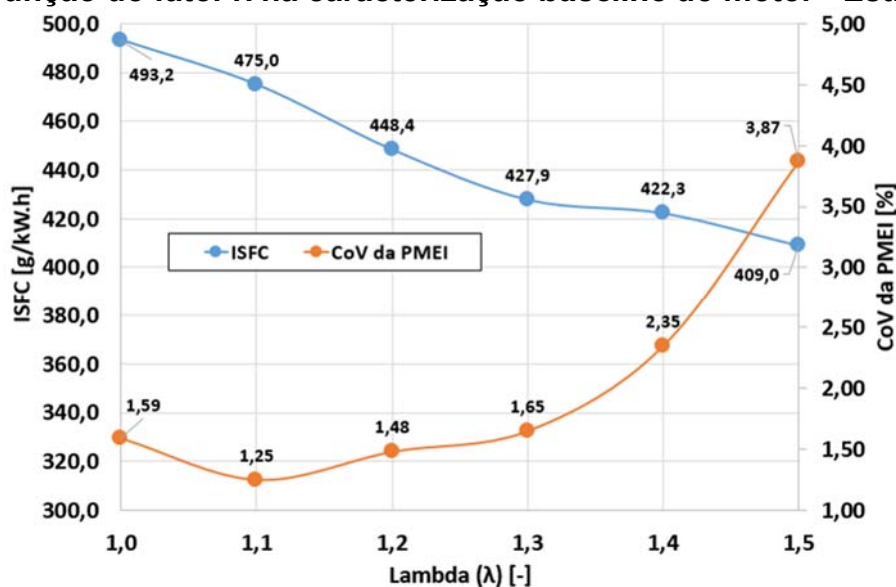
Os resultados dos níveis de emissões específicas de NOx e THC, CO e CO<sub>2</sub>, em função do fator lambda não estão disponíveis para essa condição de funcionamento do motor.

#### 4.1.2. Segunda condição de funcionamento do motor: 4 bar de PMEI x 1000 rpm

Inicialmente, com o objetivo de determinar uma condição de referência de funcionamento do motor, para comparação com os resultados obtidos da implementação da estratégia 1 visando a maximização da eficiência global, avaliou-se os resultados obtidos da caracterização *baseline* do motor conforme metodologia proposta na seção 3.5.3 deste trabalho.

Os resultados obtidos da caracterização *baseline* do motor, apresentaram a possibilidade de operar o motor com misturas pobres,  $\lambda=1,4$ , mantendo níveis aceitáveis de variabilidade cíclica, e reduzindo o consumo específico de combustível de 493,2 g/kW.h para 422,3 g/kW.h, conforme apresentado na Figura 70. O funcionamento do motor com mistura pobre e homogênea, com o fator lambda de 1,4, proporciona um ganho de 16,6% na eficiência global do motor, em relação a condição de funcionamento do motor com mistura estequiométrica e homogênea.

**Figura 70 – Variação do consumo específico de combustível e da CoV% de PMEI em função do fator  $\lambda$  na caracterização *baseline* do motor - Estratégia 1.2.**



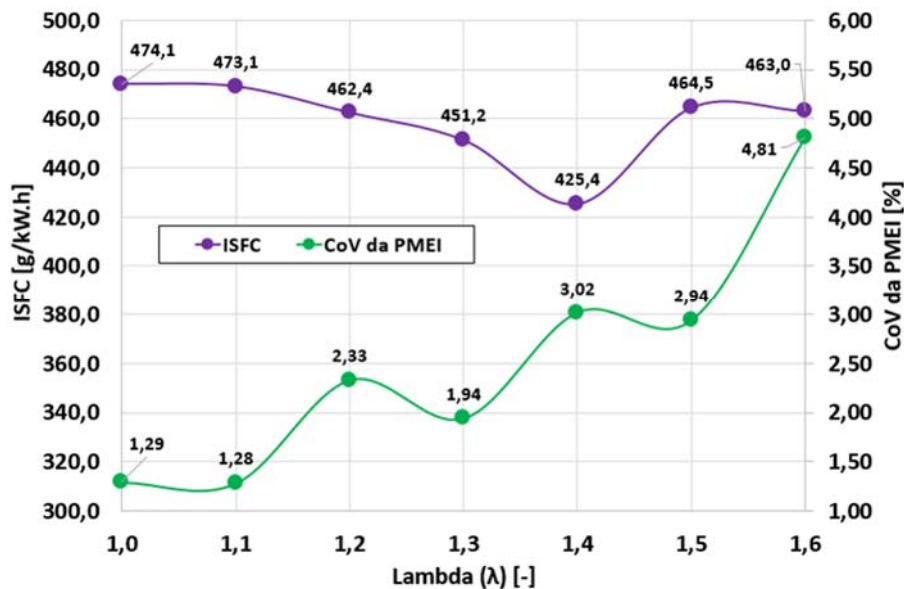
Fonte: próprio autor

Os resultados obtidos do empobrecimento e estratificação da mistura ar-combustível na implementação da estratégia 1, apresentaram uma ligeira redução do consumo específico de combustível, conforme apresentado na Figura 71, quando comparados aos resultados da caracterização *baseline* do motor. O principal efeito da



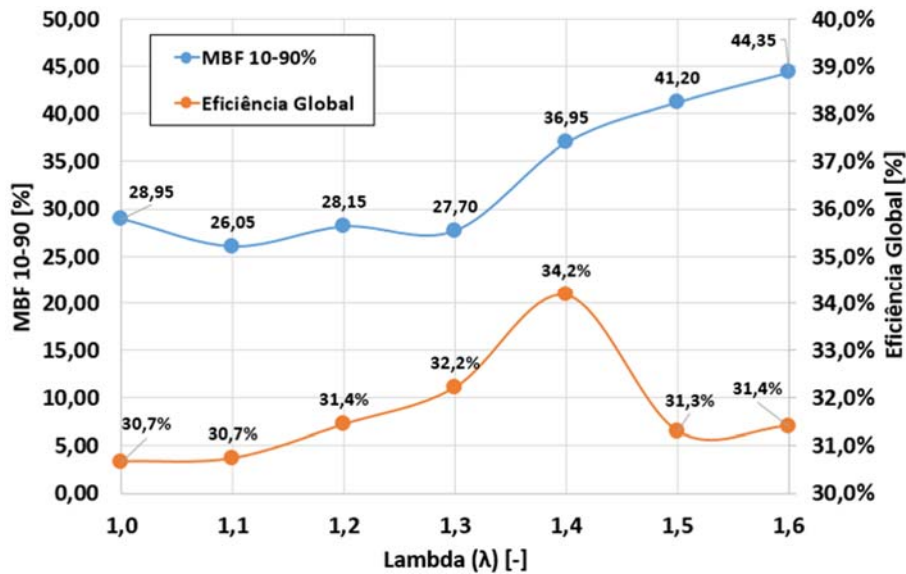
utilização do *split-injection* no funcionamento do motor, foi a ampliação do limite de empobrecimento da mistura ar-combustível para  $\lambda=1,5$ , tornando aceitável a variabilidade cíclica atingida nessa condição. A estratificação favorece a ignitabilidade da mistura ar-combustível na vizinhança da vela de ignição, resultando na redução da variabilidade cíclica do motor. Contudo, à desaceleração do processo de combustão em função do empobrecimento da mistura ar-combustível, para intervalos de MBF 10-90% muito maiores que  $30^\circ$  do eixo virabrequim, resulta na redução da eficiência global do motor pra valores de  $\lambda > 1,4$ , conforme apresentado na Figura 72.

**Figura 71 – Variação do consumo específico de combustível e da CoV% de PMEI em função do fator  $\lambda$  - Estratégia 1.2.**



Fonte: próprio autor

**Figura 72 – Variação do MBF 10-90% e da eficiência global do motor em função do fator  $\lambda$  - Estratégia 1.2.**



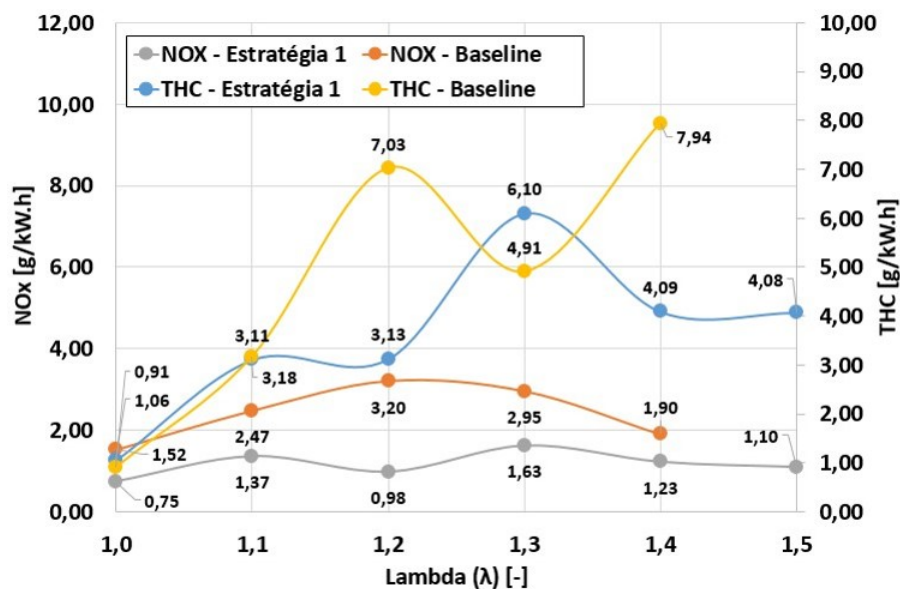
Fonte: próprio autor

O funcionamento do motor, com mistura pobre e estratificada, na condição de máxima eficiência global de 34,2%, conforme mostrado na Figura 72, proporciona um ganho de 15,9% na eficiência global do motor, em relação a condição de funcionamento do motor com mistura estequiométrica e homogênea. Para a maximização da eficiência global do motor em condições de maiores níveis de empobrecimento, é necessário a recuperação da taxa de queima do combustível mediante a utilização de alternativas capazes de aumentar o fator de turbulência ou aumentar a velocidade de queima laminar, por exemplo, através de flaps que modificam a estrutura primária de fluxo ou o acréscimo de hidrogênio na mistura ar-combustível, respectivamente.

Os resultados dos níveis de emissões específicas de NOx e THC, CO e CO<sub>2</sub>, em função do fator lambda são apresentados nas Figura 73 e Figura 74, respectivamente. Os níveis de emissões específicas de THC obtidos com a utilização do *split-injection* superaram em 16,5% e 24,2%, nas condições de  $\lambda=1,0$  e  $\lambda=1,3$ , respectivamente, os níveis de emissões específicas de THC atingidos na condição *baseline* de funcionamento do motor, porém, para as demais condições de mistura ar-combustível os níveis de emissões específicas de THC atingidos com a utilização de *split-injection* apresentaram uma redução em relação aos níveis atingidos no funcionamento *baseline* do motor. Segundo (Zhao, 2010), a redução dos níveis de

emissões específicas de THC pode ser maximizada com a substituição do sistema de injeção direta *Air-Guided* por um sistema de injeção direta *Spray-Guided*. Assim, a substituição do sistema de injeção direta utilizado no motor deste trabalho, torna-se uma interessante alternativa para uma possível redução dos níveis de emissões específicas de THC. Ao contrário do indicado por (Zhao *et al.*, 1999) e (Zhao, 2010) quanto ao aumento dos níveis de emissões de NOx na estratificação da mistura ar-combustível, os resultados obtidos na implementação da estratégia 1 no funcionamento do motor apresentaram uma redução dos níveis de emissões específicas de NOx em todas as condições de empobrecimento da mistura ar-combustível.

**Figura 73 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do fator  $\lambda$  - Estratégia 1.2.**

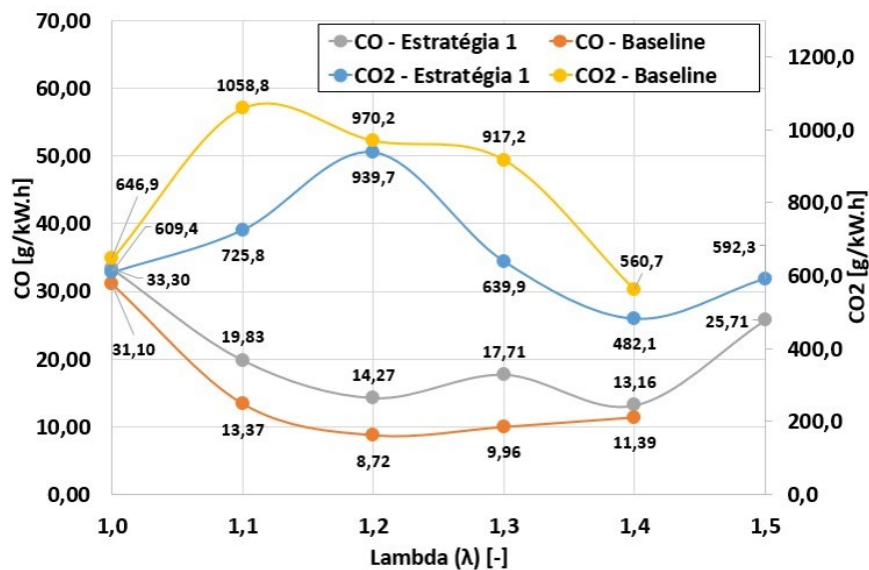


Fonte: próprio autor

Os resultados obtidos com a utilização de *split-injection*, apresentaram um aumento dos níveis de emissões específicas de CO em relação aos níveis atingidos com o funcionamento *baseline* do motor. A existência de regiões com a mistura ar-combustível estequiométrica ou ligeiramente rica na vizinhança da vela de ignição, devido a estratificação da mistura, resulta em processos de combustão incompletos, que por sua vez, contribuem para o aumento dos níveis de emissões específicas de CO.

Os resultados obtidos com a utilização de *split-injection*, apresentaram uma redução dos níveis de emissões específicas de CO<sub>2</sub> em relação aos níveis atingidos com o funcionamento *baseline* do motor. As maiores reduções dos níveis de emissões específicas de CO<sub>2</sub>, 31,5% e 30,2%, foram alcançadas em condições de funcionamento do motor com fatores  $\lambda=1,1$  e  $\lambda=1,3$ , respectivamente.

**Figura 74 – Variação dos níveis de emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> em função d do fator  $\lambda$  - Estratégia 1.2.**



Fonte: próprio autor

A implementação da estratégia 1 no funcionamento do motor, apresentou-se como uma alternativa para maximização da eficiência global do motor, contudo, devido as limitações do sistema de injeção direta de combustível utilizado no motor deste trabalho, e a inutilização de mecanismos capazes de modificar a estrutura de fluxo primária do motor visando a recuperação da taxa de queima do combustível, o aumento da eficiência global, em maiores níveis de empobrecimento da mistura ar-combustível, não foi otimizado.

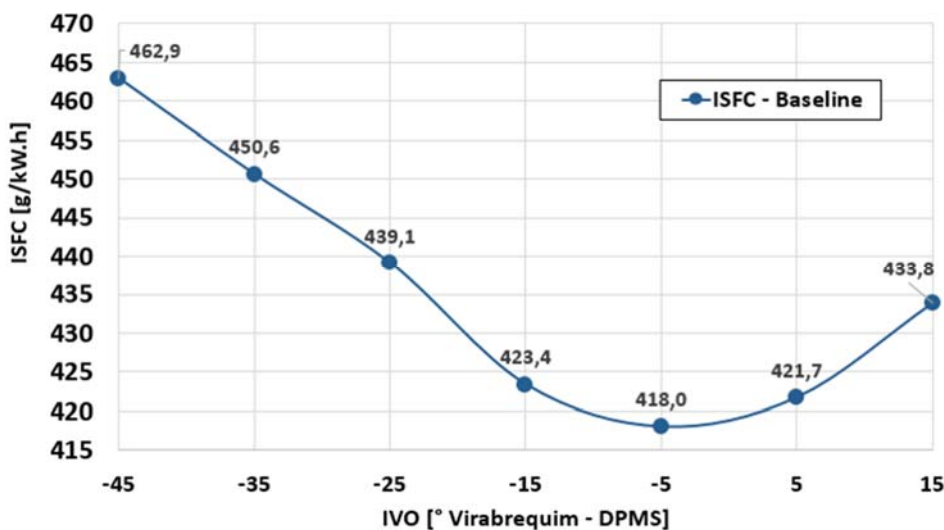
#### 4.2. Resultados do desempenho do motor utilizando a Estratégia 2

A estratégia 2 chamada de LBDI, do inglês *Lean Boost Direct Injection*, conforme descrito na seção 3.6.1.2 deste trabalho, é caracterizada pela formação de uma mistura ar-combustível pobre e homogênea, porém, com utilização do turbo-

compressor para a manutenção da carga do motor. Os resultados obtidos da implementação dessa estratégia são apresentados e discutidos ao longo desta seção.

Inicialmente, com o objetivo de determinar uma condição de referência de funcionamento do motor para comparação com os resultados obtidos da implementação da estratégia LBDI para maximização da eficiência global, avaliou-se os resultados obtidos da caracterização *baseline* do motor utilizado neste trabalho. Os resultados obtidos da caracterização *baseline* do motor apresentaram o menor consumo de combustível, consecutivamente a maior eficiência global, com o CVVT ajustado para o instante de abertura da válvula de admissão em 5° APMS, conforme apresentado na Figura 75.

**Figura 75 – Variação do consumo específico de combustível em função da posição do CVVT na caracterização *baseline* do motor - Estratégia 2.**



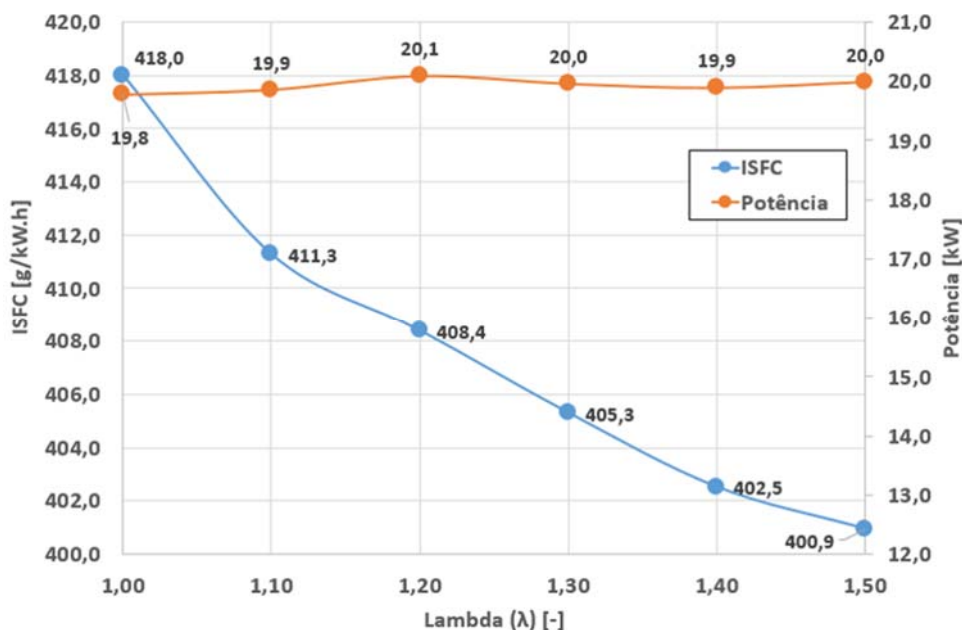
Fonte: próprio autor

Uma vez estabelecida a condição de referência do funcionamento do motor *baseline*, avaliou-se os resultados obtidos pela implementação da estratégia LBDI.

Os resultados obtidos da implementação da estratégia LBDI, empregada no funcionamento do motor deste trabalho, apresentou resultados positivos tanto na redução do consumo de combustível quanto na redução dos níveis de emissões de poluentes, para a mesma condição de carga e rotação do motor ao longo do empobrecimento da mistura ar-combustível. Os menores valores de consumo específico de combustível obtidos pela utilização da estratégia LBDI, foram também

alcançados com o CVVT ajustado para o instante de abertura da válvula de admissão em 5° APMS. A Figura 76 apresenta a variação do consumo específico de combustível e a manutenção da potência gerada pelo motor em função do fator lambda utilizado.

**Figura 76 – Variação do consumo específico de combustível e a manutenção da potência gerada em função do fator  $\lambda$  - Estratégia 2.**



Fonte: próprio autor

O valor do consumo específico de combustível obtido com o fator lambda de 1,5, representa uma redução de 4,27% no consumo específico de combustível quando comparado ao valor de obtido na condição de referência estabelecida com o fator lambda de 1,0. Entretanto, devido à instabilidade do processo de combustão apresentada pelo motor, a completa utilização desse potencial de redução do consumo específico de combustível foi impossibilitado. O fator lambda de 1,4 foi estabelecido como limite de empobrecimento da mistura ar-combustível, obtendo um nível aceitável de variabilidade cíclica na utilização da estratégia 2, nessa condição de operação, conforme será discutido nessa seção.

O empobrecimento da mistura ar-combustível resulta na diminuição da energia disponível ao motor para seu funcionamento e na desaceleração do processo de combustão, consecutivamente, a diminuição da carga do motor e o aumento da instabilidade do processo de combustão. Com o objetivo de recuperar a carga do

motor e amenizar os efeitos do empobrecimento da mistura ar-combustível na velocidade do processo de combustão, utilizou-se um turbo-compressor. Conforme apresentado na Tabela 18, a pressão de sobre-alimentação foi aumentada a cada nível de empobrecimento da mistura ar-combustível. O aumento da pressão de sobre-alimentação resulta em uma maior massa de ar introduzida no motor e consecutivamente, para um mesmo fator lambda, resulta em uma maior quantidade de combustível injetada. Assim, pode-se manter a carga de funcionamento do motor ao longo do empobrecimento da mistura ar-combustível. Um segundo efeito proporcionado pela utilização do turbo compressor é a recuperação parcial ou total da velocidade de queima turbulenta durante o processo de combustão. A velocidade de queima turbulenta do combustível,  $U_T$ , é proporcional a velocidade de queima laminar,  $U_L$ , e um fator de turbulência,  $f_T$ , conforme a Equação 64.

$$U_T = f_T \cdot U_L \quad (64)$$

A velocidade laminar é função das propriedades químicas do combustível e da razão ar-combustível utilizada e do fator de turbulência que por sua vez, é função da energia turbulenta do fluxo produzida pelo motor. Uma vez que o empobrecimento da mistura ar-combustível resulta na redução da velocidade de queima laminar e, consecutivamente, redução da velocidade de queima turbulenta da mistura ar-combustível, o aumento da pressão de sobre-alimentação, que promove o aumento o fator de turbulência, torna-se uma opção para a recuperação parcial ou total da velocidade de queima turbulenta ao longo do processo de combustão. Na Tabela 18 também são apresentados os valores de sobre-alimentação, os valores dos intervalos de queima da massa de combustível MBF 10-50%, MBF 50-90% e MBF 10-90% bem como o valor de MBF 50%, em função do empobrecimento da mistura ar-combustível.

Apesar da utilização do turbo-compressor na implementação da estratégia LBDI, o empobrecimento da mistura ar-combustível resulta em durações do processo de combustão, MBF 10-90%, cada vez maiores, e em maiores níveis de instabilidade do processo de combustão. Segundo (Ayala *et al.*, 2006) o intervalo MBF 10-90% ideal para a maior eficiência do motor é aproximadamente 30 CA. Conforme descrito na seção 3.6.1.2 deste trabalho, o parâmetro utilizado como indicador da instabilidade do processo de combustão foi a covariância da PMEI, CoV% - PMEI, e seu valor limite estabelecido de 3,5%. Conforme apresentado Figura 77, a CoV% - PMEI permanece

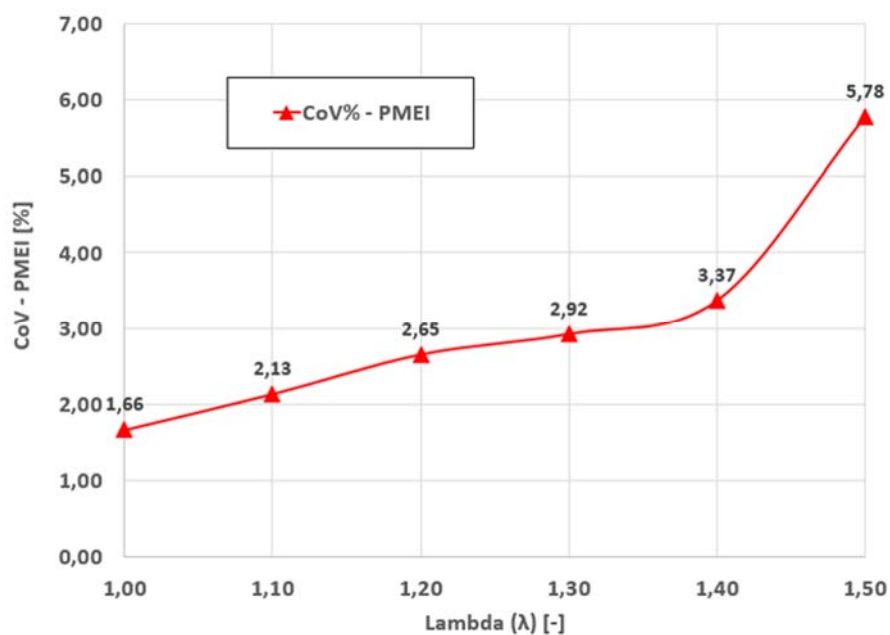
aceitável até o fator lambda de 1,4, porém, ultrapassa o valor de 3,5% com o fator lambda em 1,5. Consecutivamente, a condição aceitável de funcionamento do motor deste trabalho, sob a implementação da estratégia LBDI, está limitado a um fator lambda de 1,4.

**Tabela 18 – Parâmetros do processo de combustão em função do aumento do fator  $\lambda$  - Estratégia 2.**

Lambda [-]	MAP [bar]	MBF 50% [CA]	MBF 10-50% [CA]	MBF 50-90% [CA]	MBF 10-90% [CA]
1,0	1,144	8,85	8,60	11,15	19,75
1,1	1,241	8,90	9,05	12,85	21,9
1,2	1,329	9,42	10,15	15,3	25,45
1,3	1,439	11,21	11,45	20,40	31,85
1,4	1,553	13,59	12,97	27,59	40,56
1,5	1,681	16,64	14,87	36,59	51,46

Fonte: próprio autor

**Figura 77 – Variação da CoV% da PMEI em função do empobrecimento da mistura ar-combustível - Estratégia 2.**



Fonte: próprio autor



Considerando os níveis de desempenho alcançados com o fator lambda de 1,4, a redução do consumo específico de combustível do motor promove o aumento da eficiência global do motor de 3,74%, indicando que a estratégia LBDI é uma eficiente ferramenta para maximização da eficiência global do motor. Parte do aumento da eficiência global do motor, na utilização da estratégia LBDI, está relacionado com o aumento da razão dos calores específicos, *gamma effect*. O aumento do coeficiente politrópico para valores mais próximos de  $\gamma=1,4$  do ar atmosférico, devido ao empobrecimento da mistura ar-combustível, resulta no aumento da eficiência térmica do motor e, consecutivamente, contribui para o aumento da eficiência global.

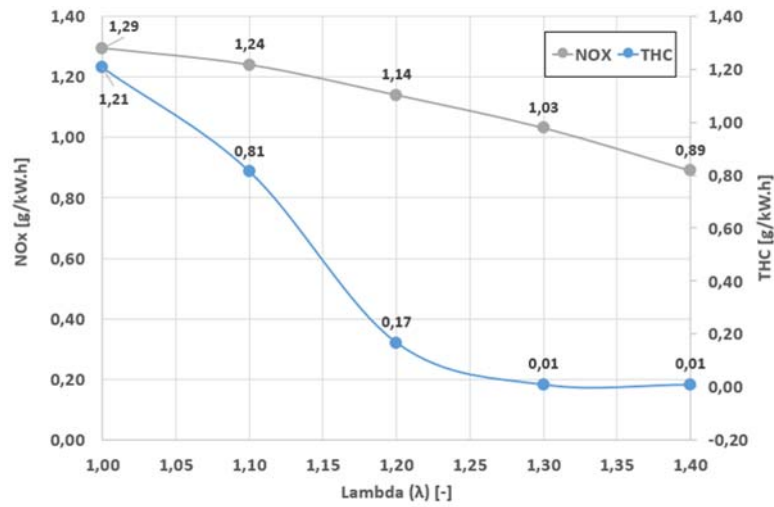
Conforme apresentado na Tabela 19, o empobrecimento da mistura ar-combustível resulta na redução da temperatura máxima da mistura ar-combustível queimada dentro do cilindro, consecutivamente, os níveis de emissões de NOx são reduzidos. O excesso de ar fornecido ao motor, indicado pelo fator lambda maior do que 1, resulta na diminuição dos níveis de THC e CO produzidos pelo motor. Os resultados obtidos das emissões específicas de NOx e THC, apresentados na Figura 78, apresentam uma redução dos níveis de poluentes, respectivamente, de 44,9% e 12000% em relação a condição de referência anteriormente definida.

**Tabela 19 – Variação da temperatura máxima da mistura ar-combustível queimada - Estratégia 2.**

Lambda [-]	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
Temperatura [°C]	2052	1920	1798	1670	1543

Fonte: próprio autor

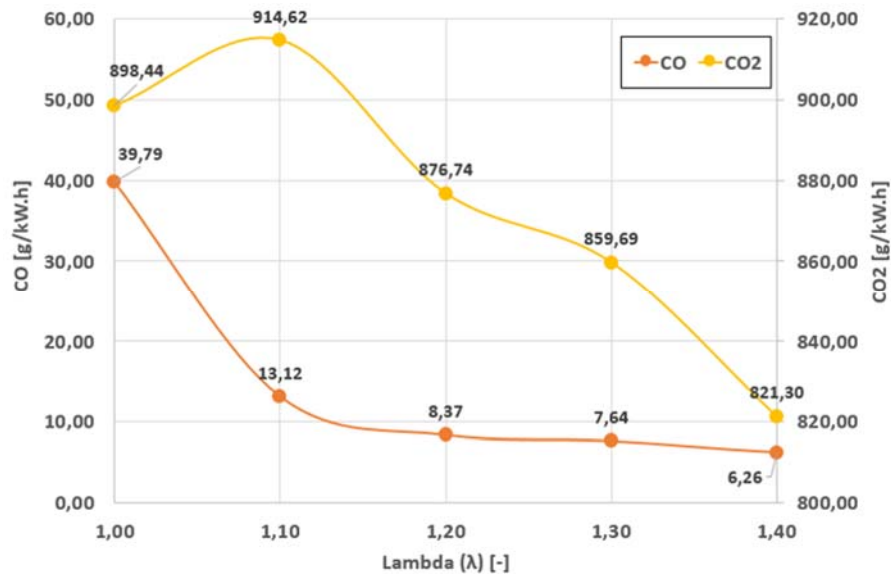
**Figura 78 – Emissões específicas de NOx e THC em função do aumento do fator  $\lambda$  - Estratégia 2.**



Fonte: próprio autor

A variação dos níveis de emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> são apresentados na Figura 79. Os resultados das emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub>, obtidos da implementação da estratégia LBDI no funcionamento do motor, apresentaram uma redução, respectivamente, de 535% e 9,39% em relação a condição de referência anteriormente definida.

**Figura 79 – Emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> em função do aumento do fator  $\lambda$  - Estratégia 2.**



Fonte: próprio autor

A utilização da estratégia LBDI traz benefícios não somente em termos de redução de consumo de combustível e de emissões de poluentes mas também em termos implementação de novas tecnologias ao motor. Devido a estratégia LBDI não requerer o enriquecimento da mistura para proteção dos componentes do motor e as baixas temperaturas de pico atingidas pelos gases de escape, torna-se possível a utilização de turbo-compressores de geometria variável com preços mais acessíveis. Dessa maneira, promove-se uma melhoria na produção de alto torque em baixas rotações e reduz-se o turbo lag, (Zhao, 2010).

Segundo (Zhao, 2010), a combinação da estratégia LBDI com a estratificação da mistura ar-combustível tem sido estudada como uma alternativa para o controle da instabilidade do processo de combustão, viabilizando níveis cada vez maiores empobrecimento da mistura ar-combustível.

#### **4.3. Resultados do desempenho do motor utilizando a Estratégia 3**

A estratégia 3, conforme descrito na seção 3.6.1.3 deste trabalho, é caracterizada por uma mistura estequiométrica, homogênea diluída por frações de EGR interna. A EGR utilizada no motor deste trabalho é obtida internamente em função da posição do CVVT e das pressões de admissão e escape, assim, as metodologias de caracterização do motor *baseline* e de utilização da estratégia 3 visam proporcionar os mesmos resultados. Portanto, nessa seção não é feita uma diferenciação entre a caracterização *baseline* do motor e a utilização da estratégia 3. Nessa seção serão apresentados e discutidos os resultados obtidos de desempenho e emissões do motor quanto a utilização da EGR interna em função do posicionamento do CVVT.

O *de-throttling* foi a principal técnica utilizada na calibração do motor para a estratégia 3. A técnica de *de-throttling* consiste em ajustar o posicionamento do CVVT para retenção de gases queimados na câmara de combustão e abrir a válvula borboleta para recuperação da carga do motor, perdida por altos níveis de diluição da mistura ar-combustível. Consecutivamente, o trabalho de bombeamento do motor é reduzido.

Os resultados obtidos de cada condição de operação estabelecidas para a estratégia 3, conforme a Tabela 15, são abordados separadamente para melhor análise dos efeitos da utilização da EGR interna.

#### **4.3.1. Primeira condição de funcionamento do motor: 6 bar de PMEI x 3000 rpm**

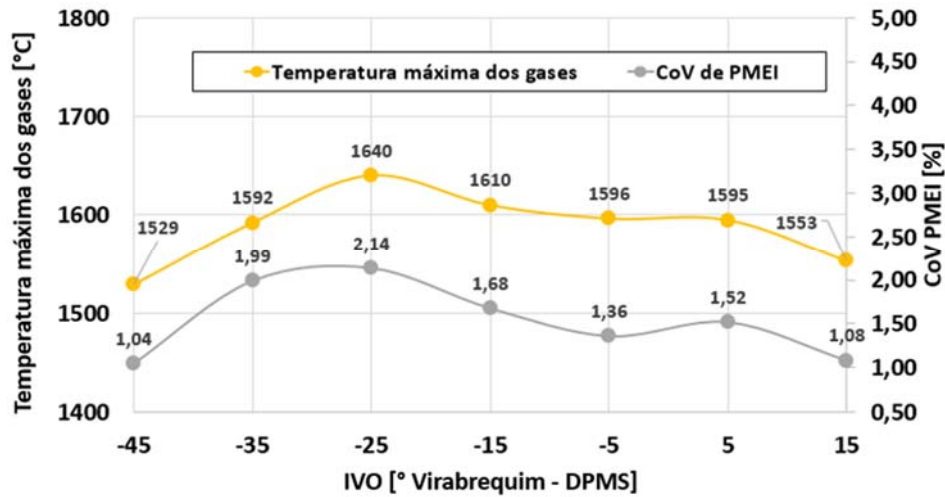
Os resultados obtidos para a primeira condição de funcionamento do motor apresentaram resultados satisfatórios em termos de redução do consumo específico de combustível e emissões de poluentes entre as posições do CVVT.

Por se tratar da utilização da EGR interna, o cálculo do nível de diluição da mistura ar-combustível por gases queimados não é realizado de forma direta conforme descrito na seção 2.6 deste trabalho. Entretanto, uma estimativa do nível de diluição da mistura ar-combustível pode ser realizada através de simulações computacionais ou, de forma indireta, através de parâmetros de desempenho do motor que caracterizam a presença de diluição por gases queimados. Segundo (Ozdor *et al.*, 1994) e (Zhao, 2010), a CoV% da PMEI e a temperatura de pico atingida pelos gases dentro da câmara de combustão, são dois dos principais parâmetros capazes de indicar a presença de gases de escape recirculados. O aumento dos níveis de diluição da mistura ar-combustível reduz o gradiente de temperatura dentro da câmara de combustão, resultando em um processo de combustão mais estável, baixo CoV% de PMEI, e em uma redução da temperatura de pico atingida pelos gases dentro da câmara de combustão. Entretanto, níveis muito altos de diluição podem prejudicar tanto a ignitabilidade da mistura ar-combustível quanto a propagação da frente de chama.

Os resultados da variação CoV% da PMEI e da temperatura de pico dos gases atingida dentro da câmara de combustão em função da posição do CVVT, mostrados na Figura 80, apresentam os menores valores de CoV% de PMEI e de temperatura de pico para as posições de CVVT totalmente adiantado e totalmente retardado. Conforme anteriormente dito, os níveis de EGR são função do posicionamento do CVVT e das pressões no coletor de admissão e escape. Devido a diferença de pressão entre a admissão e o escape, e o máximo cruzamento de válvulas proporcionado pelo CVVT totalmente adiantado, ocorre um retorno dos gases de escape do coletor de exaustão para o coletor de admissão, chamado *backflow*. Consecutivamente, o ar fresco é admitido com um teor de diluição de gases de

escape. Para a posição do CVVT totalmente retardado, a diluição da mistura ar-combustível ocorre devido ao atraso no instante de fechamento da válvula de exaustão sem a existência do cruzamento de válvulas.

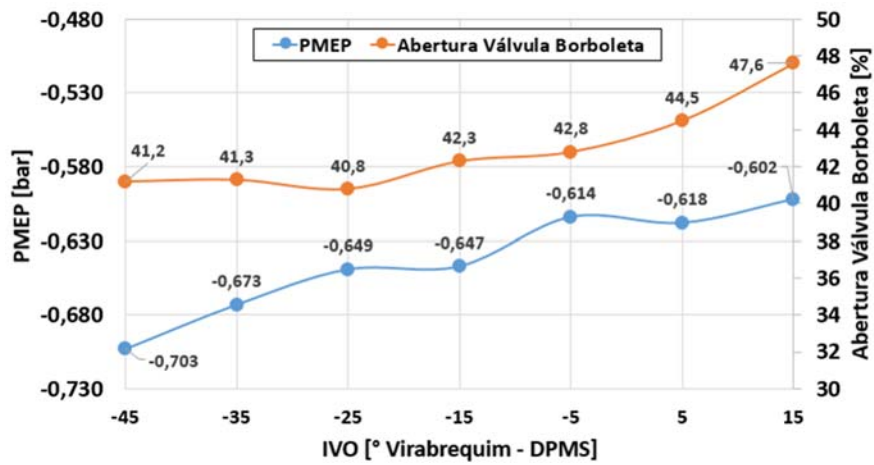
**Figura 80 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.1.**



Fonte: próprio autor

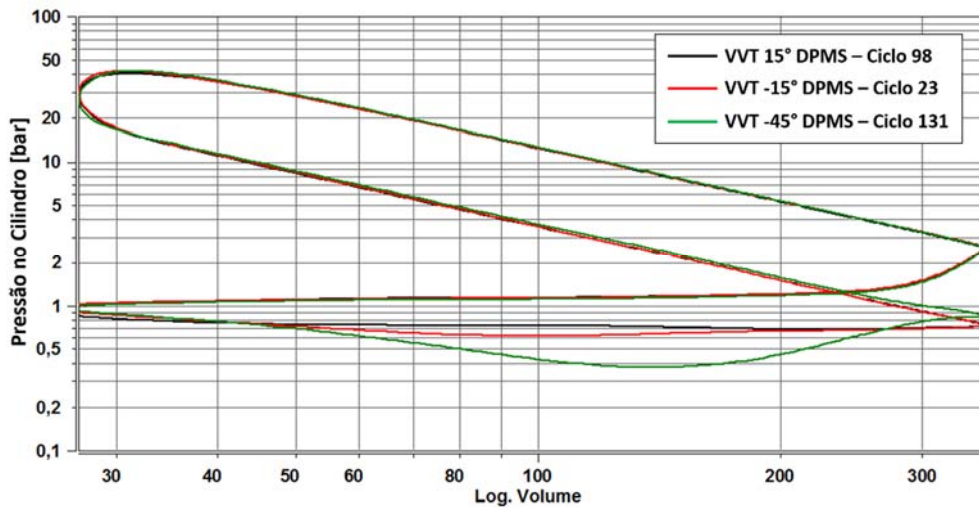
A recuperação da carga do motor foi obtida pela utilização do *de-throttling*, principalmente em posições de CVVT mais retardadas. Conforme apresentado na Figura 81, a pressão média de bombeamento, PMEP, foi reduzida a medida em que aumentou-se a abertura da válvula borboleta em cada posição do CVVT. A redução do trabalho de bombeamento também pode ser observado na sobreposição dos diagramas de log de PV de cada posição do CVVT, conforme mostrado na Figura 82, (para uma melhor visualização da redução do bombeamento foram inseridos na Figura 82 apenas as posições de CVVT -45, -15 e 15 graus DPMS).

**Figura 81 – Variação da PMEP e do percentual de abertura da válvula borboleta em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.1.**



Fonte: próprio autor

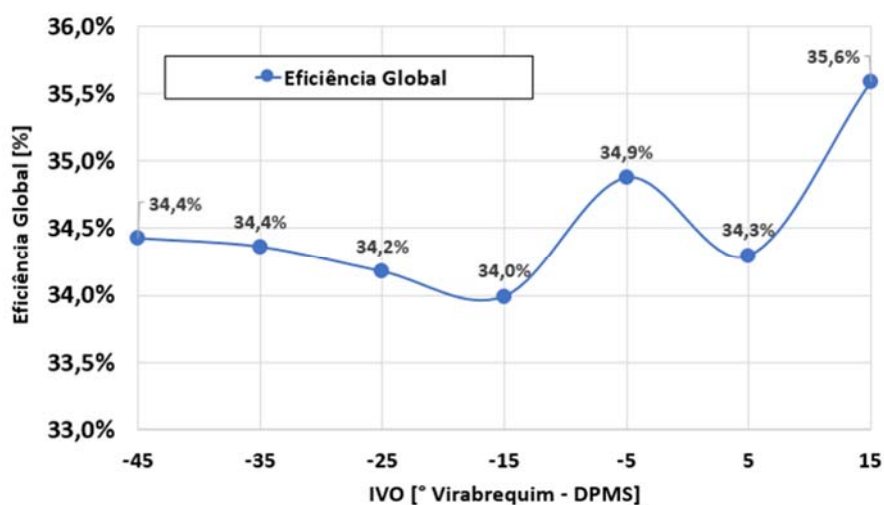
**Figura 82 – Sobreposição dos diagramas de log de PV para as posições de CVVT de -45, -15 e 15 graus do virabrequim DPMS – Estratégia 3.1.**



Fonte: próprio autor

O somatório dos benefícios proporcionados pela baixa variabilidade cíclica e pela redução do trabalho de bombeamento, na posição de CVVT totalmente atrasado, 15° DPMS, resulta no menor consumo específico de combustível, consecutivamente maior eficiência global do motor, conforme mostrado na Figura 83.

**Figura 83 – Variação da eficiência global do motor em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.1.**



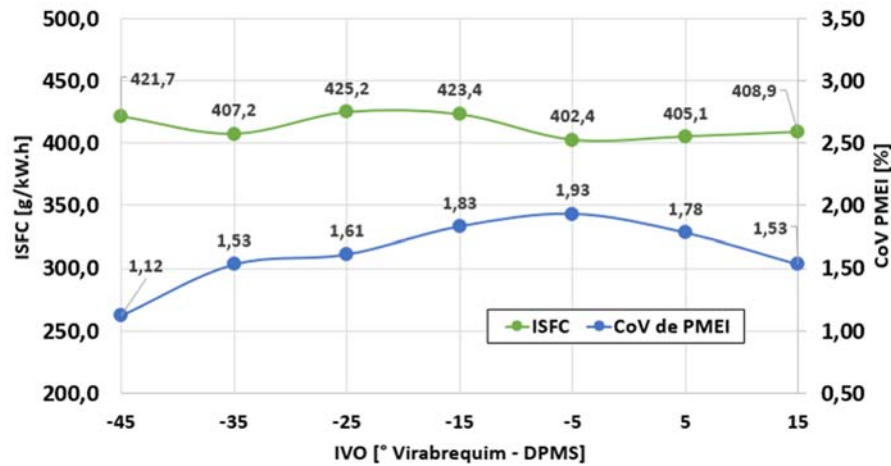
Fonte: próprio autor

Os resultados dos níveis de emissões específicas de NOx e THC, CO e CO<sub>2</sub>, em função do posicionamento do CVVT não estão disponíveis para essa condição de funcionamento do motor.

#### **4.3.2. Segunda condição de funcionamento do motor: 12 bar de PME1 x 2500 rpm**

Os resultados obtidos pela implementação da estratégia 3 para a segunda condição de funcionamento do motor, observou-se uma resposta diferente ao esperado para o teste. Em condição de baixa a média carga de funcionamento do motor, a diluição da mistura ar-combustível por EGR quente promove o benefício de uma maior estabilidade da temperatura do ar de admissão que, consecutivamente, reduz a variabilidade cíclica do processo de combustão. Devido a redução da variabilidade cíclica do processo de combustão espera-se que a eficiência global do motor aumente. Entretanto, conforme apresentado na Figura 84, o menor consumo específico de combustível, alcançado com o instante de abertura da válvula de admissão ajustado para -5° DPMS, corresponde a maior variabilidade cíclica obtida nessa condição de teste, quando o esperado, era que o menor consumo específico de combustível fosse atingido no posicionamento do CVVT totalmente adiantado ou retardado, devido as menores variabilidades cíclicas alcançadas.

**Figura 84 – Variação do consumo específico de combustível e da CoV% da PMEI em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.**



Fonte: próprio autor

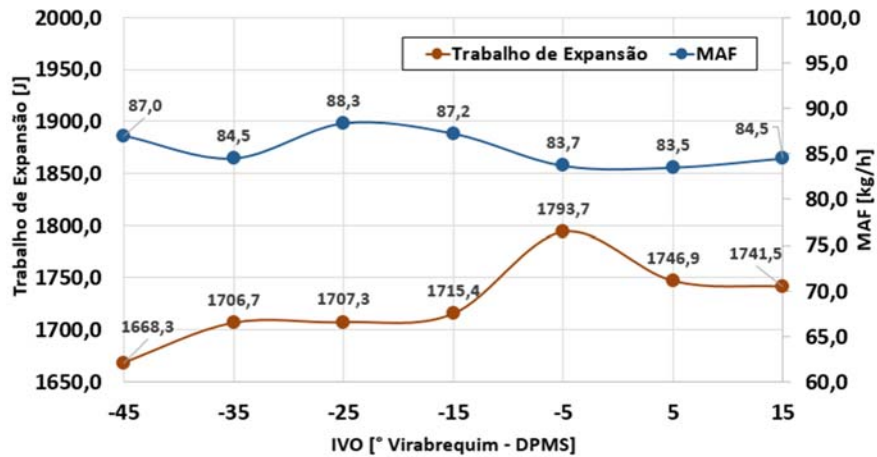
Com o objetivo de compreender o motivo pelo qual a posição do CVVT de -5° DPMS alcançou o melhor resultado em termos de desempenho, os valores da vazão mássica de ar, *Mass Air Flow* – MAF, e do trabalho de expansão, obtidos para cada posição do CVVT, são apresentados na Figura 85. O maior trabalho de expansão e o menor valor da vazão mássica de ar foram obtidos com o CVVT ajustado para a mesma posição onde o menor consumo específico foi alcançado. O maior trabalho de expansão e a menor vazão mássica de ar alcançado com o CVVT na posição de -5° DPMS indicam uma melhor “lavagem”, *scavenging*, da câmara de combustão, devido ao cruzamento de válvulas e a menor contrapressão no escapamento, conforme apresentado na Figura 86.

Conforme descrito na seção 3.6.1.4 deste trabalho, o funcionamento do motor com a câmara de combustão o mais limpa possível em cargas mais altas de operação do motor, visa a redução da tendência a autoignição do combustível. Assim, os benefícios proporcionados ao funcionamento do motor por uma câmara de combustão mais limpa superaram os benefícios da diluição da mistura ar-combustível por EGR interna para essa condição de operação do motor, uma vez que a alta concentração de gases de escape residuais quentes dentro da câmara de combustão promovem um aumento da tendência a autoignição do combustível. Portanto, a superação dos benefícios de uma câmara de combustão mais limpa em relação a diluição da mistura ar-combustível por EGR interna, indica a necessidade de se reavaliar os limites de



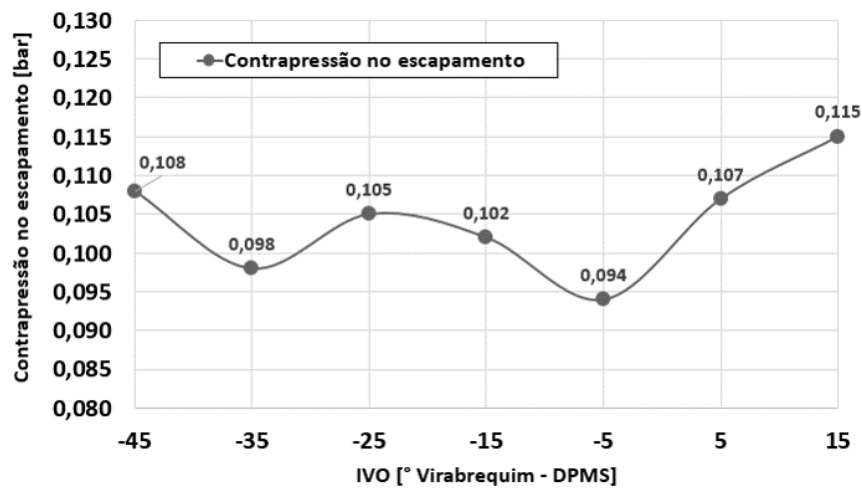
transição entre as estratégias 3 e 4 no Mapa de Estratégias de Controle do Motor, MECM, proposto para o motor utilizado neste trabalho.

**Figura 85 – Variação do trabalho de expansão e da vazão mássica de ar em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.**



Fonte: próprio autor

**Figura 86 – Variação da contrapressão no escapamento em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.**

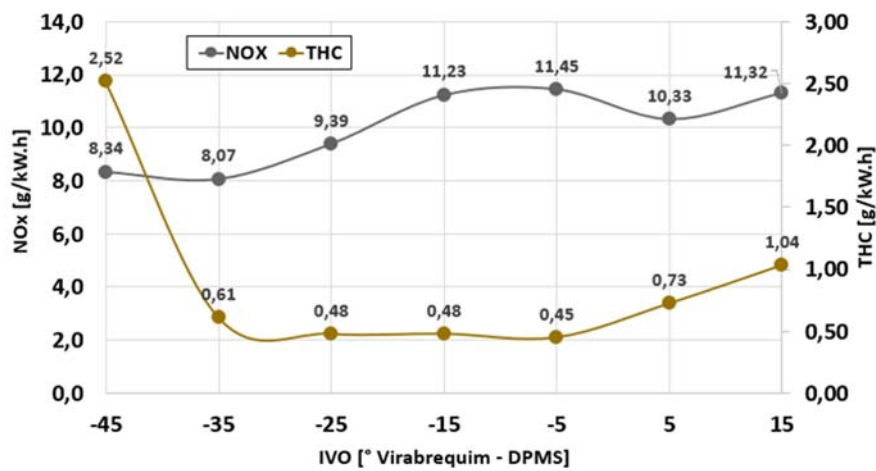


Fonte: próprio autor

Os resultados dos níveis de emissões específicas de NO<sub>x</sub> e THC, CO e CO<sub>2</sub>, em função do posicionamento do CVVT são apresentados nas Figura 87 e Figura 89, respectivamente. O funcionamento do motor com uma câmara de combustão mais limpa propicia aos gases dentro cilindro atingirem temperaturas mais altas durante o processo de combustão, conforme apresentado na Figura 88, assim, os níveis de

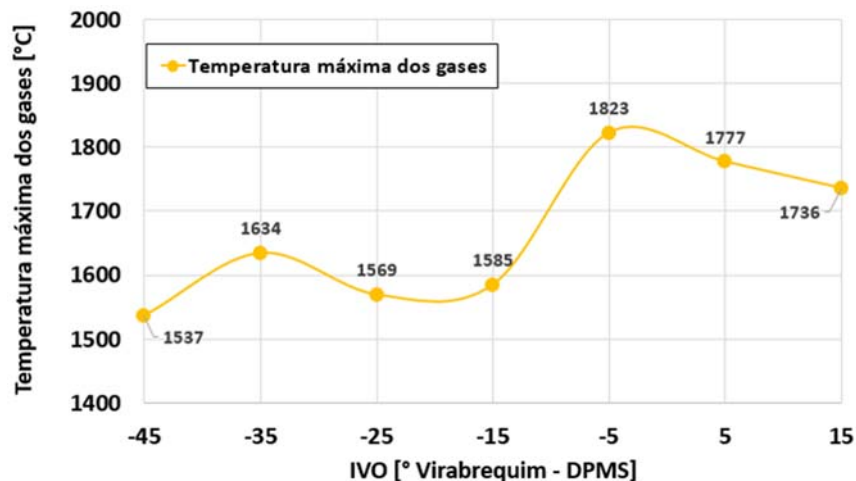
emissões específicas de NOx nessas condições também são maiores. O funcionamento do motor com uma câmara de combustão mais limpa e a maior temperatura de pico atingida pelos gases dentro do cilindro, com o CVVT na posição de -5° DPMS, resulta em um processo de queima do combustível mais completo, consecutivamente, a obtenção do nível de emissão específica de THC mais baixo quando comparado aos níveis atingidos pelas demais posições do CVVT para esse teste.

**Figura 87 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.**



Fonte: próprio autor

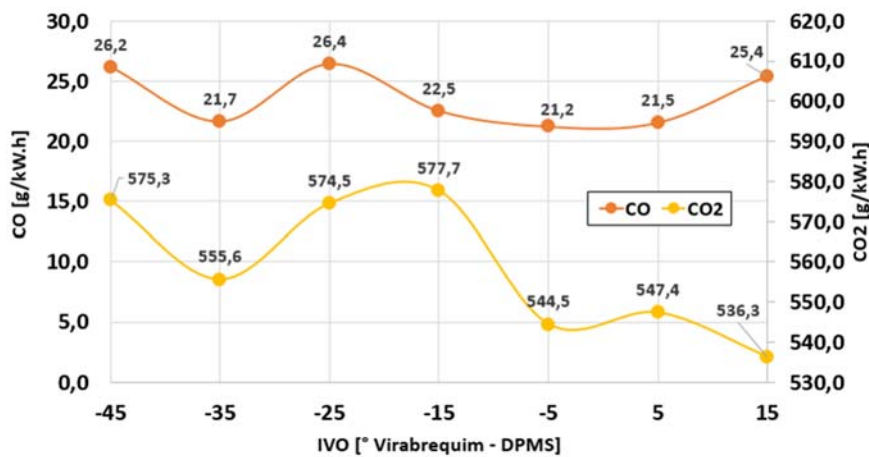
**Figura 88 – Variação da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.**



Fonte: próprio autor

Analogamente, um processo de combustão mais completo proporciona a redução dos níveis de emissões específicas de CO, assim, o menor índice de emissões de CO foi alcançado com o CVVT na posição de -5° DPMS. O nível de emissão específica de CO<sub>2</sub> alcançado com o CVVT na posição de -5° DPMS, apresentou-se satisfatório como o segundo menor valor alcançado comparado aos níveis de emissões específicas de CO<sub>2</sub> alcançados nas demais posições de CVVT deste teste.

**Figura 89 – Variação dos níveis de emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 3.2.**



Fonte: próprio autor

#### 4.4. Resultados do desempenho do motor utilizando a Estratégia 4

A estratégia 4, conforme descrito na seção 3.6.1.4 deste trabalho, é caracterizada por uma mistura estequiométrica, homogênea, sem a diluição por frações de EGR interna, promovendo o funcionamento do motor com a câmara de combustão o mais limpa possível, visando a redução da tendência a autoignição do combustível. A variação dos níveis de *scavenging*, proporcionados ao motor deste trabalho, é obtida em função da posição do CVVT e das pressões de admissão e escape. Assim as metodologias de caracterização do motor *baseline* e de utilização da estratégia 4 visam proporcionar os mesmos resultados. Portanto, nessa seção não é feita uma diferenciação entre a caracterização *baseline* do motor e a utilização da estratégia 4. Nessa seção serão apresentados e discutidos os resultados obtidos de

desempenho e emissões do motor quanto a utilização do *scavenging* para limpeza da câmara de combustão em função do posicionamento do CVVT.

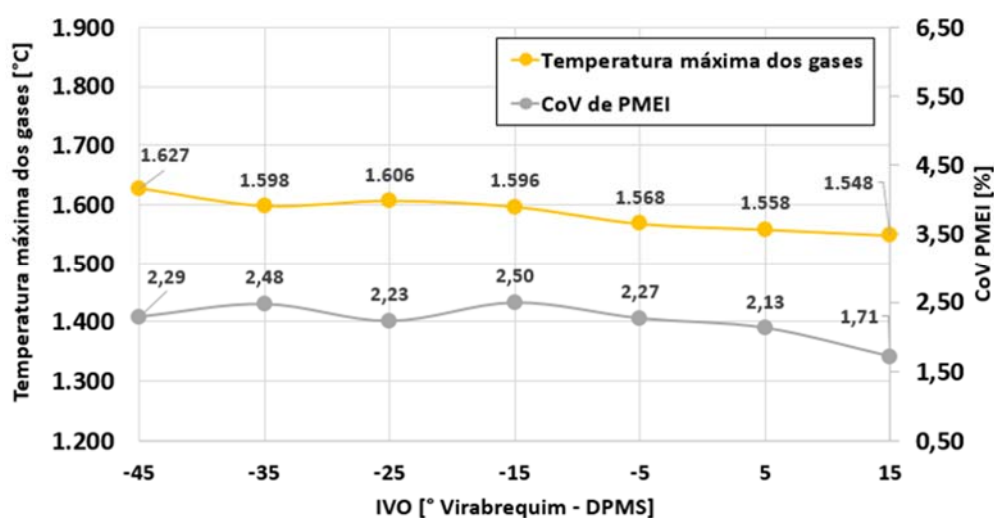
Os resultados obtidos de cada condição de operação estabelecidas para a estratégia 4, conforme a Tabela 15, são abordados separadamente para melhor análise dos efeitos do *scavenging* no desempenho do motor.

#### **4.4.1. Primeira condição de funcionamento do motor: 10 bar de PMEI x 3500 rpm**

Os resultados obtidos pela implementação da estratégia 4 para a primeira condição de funcionamento do motor, observou-se uma resposta diferente ao esperado para o teste, assim como os resultados obtidos para a segunda condição de funcionamento do motor da estratégia 3.

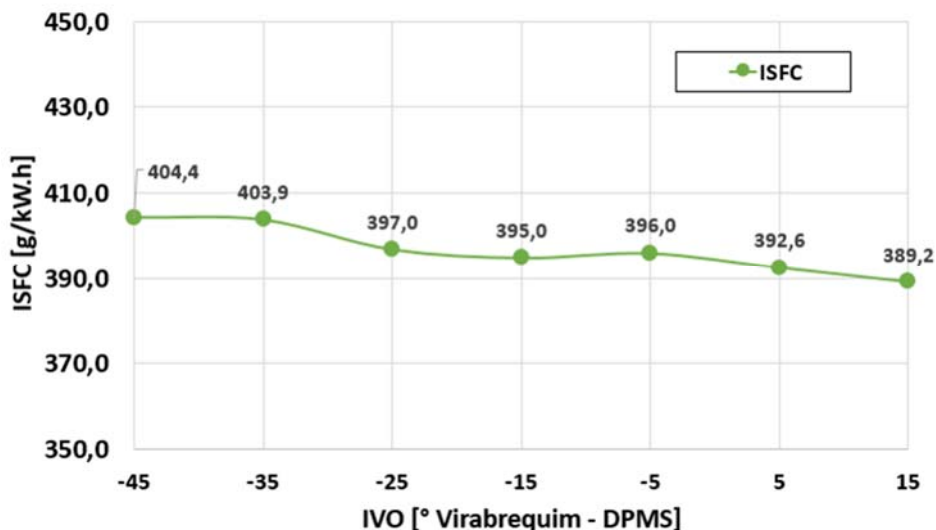
Conforme apresentado na Figura 90, tanto as menores temperaturas de pico alcançadas pelos gases dentro do cilindro quanto os menores níveis de variabilidade cíclica do motor, representados pela CoV% da PMEI, indicam os maiores níveis de diluição da mistura ar-combustível por EGR interna, para essa condição de operação do motor. Na implementação da estratégia 4, esperava-se que os melhores resultados de desempenho do motor ocorre-se em posições de CVVT com menores níveis de diluição da mistura ar-combustível, porém, conforme apresentado na Figura 91 o menor consumo específico de combustível foi alcançado na posição do CVVT totalmente retardado.

**Figura 90 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.**



Fonte: próprio autor

**Figura 91 – Variação do consumo específico de combustível em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.**

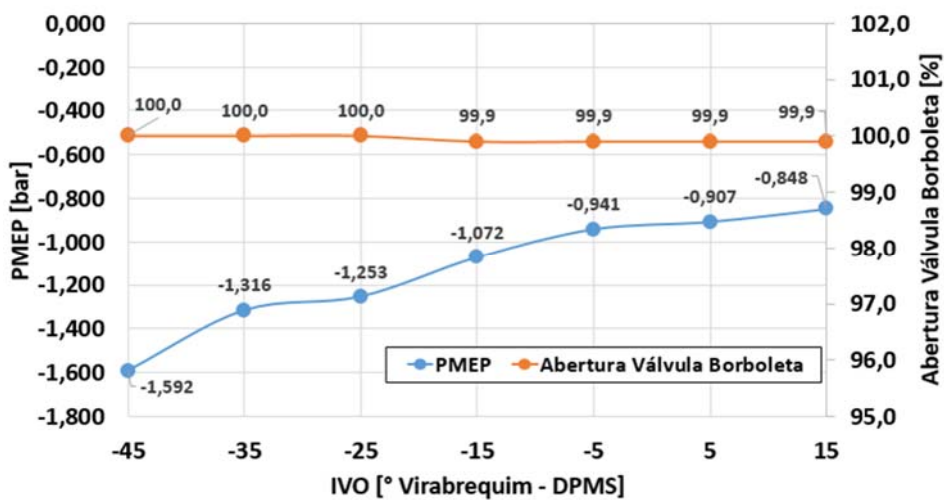


Fonte: próprio autor

O menor consumo específico de combustível, conseqüentemente, a maior eficiência global do motor, foi alcançada na posição do CVVT totalmente retardado, não somente devido a menor variabilidade cíclica do motor mas também devido a redução do trabalho de bombeamento do motor, conforme apresentado na Figura 92. A redução da PMEP para a mesma posição de abertura da válvula borboleta,

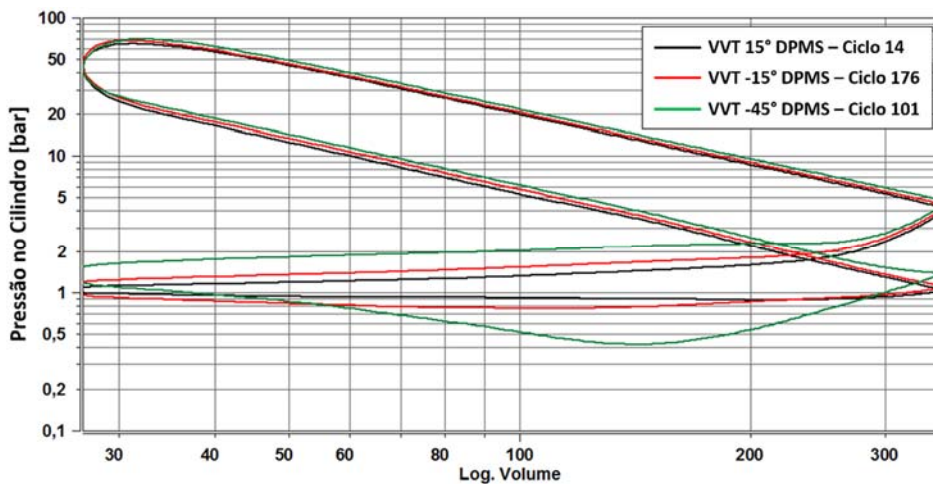
apresentado na Figura 92, indica que para a posição do CVVT totalmente retardado tem-se o melhor efeito de sintonização, *tuning effect*, dos pulsos de pressão que propagam pelos coletores de admissão e escape devido ao movimento alternativo das válvulas. A redução do trabalho de bombeamento também pode ser observada na sobreposição dos diagramas de log de PV ilustrados na Figura 93, (para uma melhor visualização da redução do bombeamento foram inseridos na Figura 93 apenas as posições de CVVT -45, -15 e 15 graus DPMS).

**Figura 92 – Variação da PMEP e do percentual de abertura da válvula borboleta em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.**



Fonte: próprio autor

**Figura 93 – Sobreposição dos diagramas de log de PV para as posições de CVVT de -45, -15 e 15 graus do virabrequim DPMS – Estratégia 4.1.**



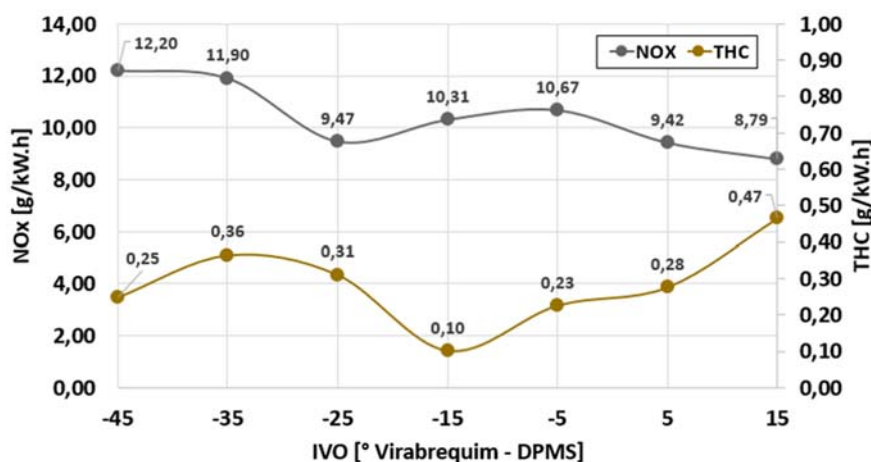
Fonte: próprio autor

Ao contrário do que se observou nos resultados da seção 4.3.2 deste trabalho, nessa condição de funcionamento do motor, os benefícios proporcionados ao funcionamento do motor com altos níveis de EGR interna superaram os benefícios proporcionados ao funcionamento do motor por uma câmara de combustão mais limpa. Portanto, a superação dos benefícios da diluição da mistura ar-combustível por EGR interna em relação a utilização de câmara de combustão mais limpa, indica a necessidade de se reavaliar os limites de transição entre as estratégias 3 e 4 no MECM proposto para o motor utilizado neste trabalho.

Os resultados dos níveis de emissões específicas de NOx e THC, CO e CO<sub>2</sub>, em função do posicionamento do CVVT são apresentados nas Figura 94 e Figura 95, respectivamente.

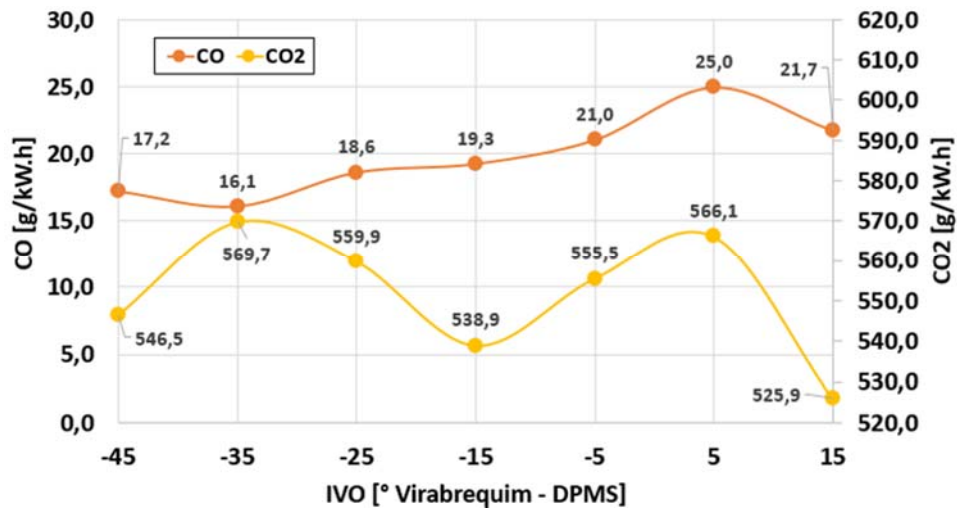
O menor nível de emissão específica de NOx alcançado com o CVVT ajustado para a posição totalmente retardado, resulta da menor temperatura de pico atingida pelos gases dentro do cilindro, conforme apresentado na Figura 90. Os níveis mais altos de emissões específicas de THC e CO resultam de um processo de combustão mais incompleto devido a uma menor temperatura de pico atingida pelos gases dentro da câmara de combustão. O nível de emissão específica de CO<sub>2</sub> alcançado com o CVVT ajustado para a posição totalmente retardado, foi o menor valor atingido quando comparado aos níveis de emissões específicas produzidos nas demais posições do CVVT, devido ao menor consumo específico de combustível.

**Figura 94 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.**



Fonte: próprio autor

**Figura 95 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.1.**



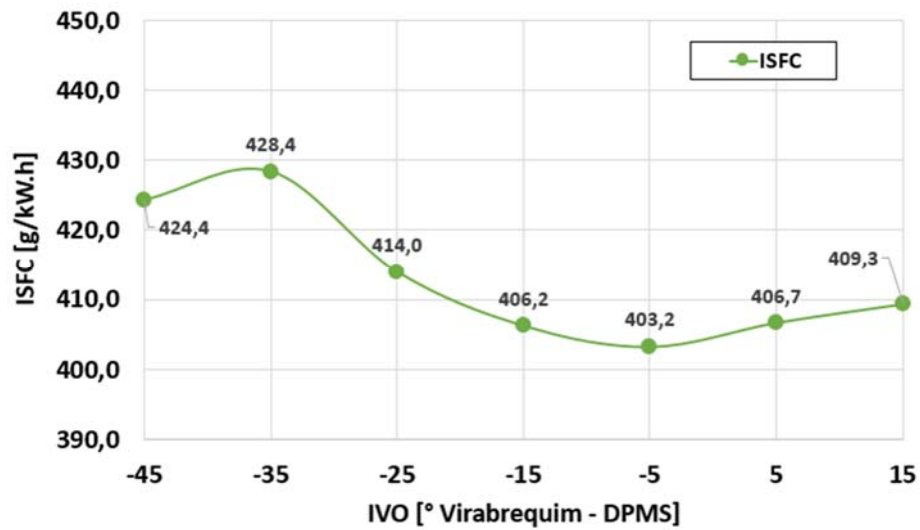
Fonte: próprio autor

#### **4.4.2. Segunda condição de funcionamento do motor: 15 bar de PMEI x 3500 rpm**

Conforme apresentado na Figura 96, o menor consumo específico de combustível foi alcançado com o posicionamento do CVVT em  $-5^{\circ}$  DPMS. Os resultados da CoV% de PMEI e da temperatura de pico atingida pelos gases dentro do cilindro, apresentados na Figura 97, sugerem que a posição do CVVT que possibilitou o menor consumo específico de combustível, não apresentava os maiores níveis de diluição por EGR interna, assim outros fatores proporcionaram maiores benefícios ao funcionamento do motor.

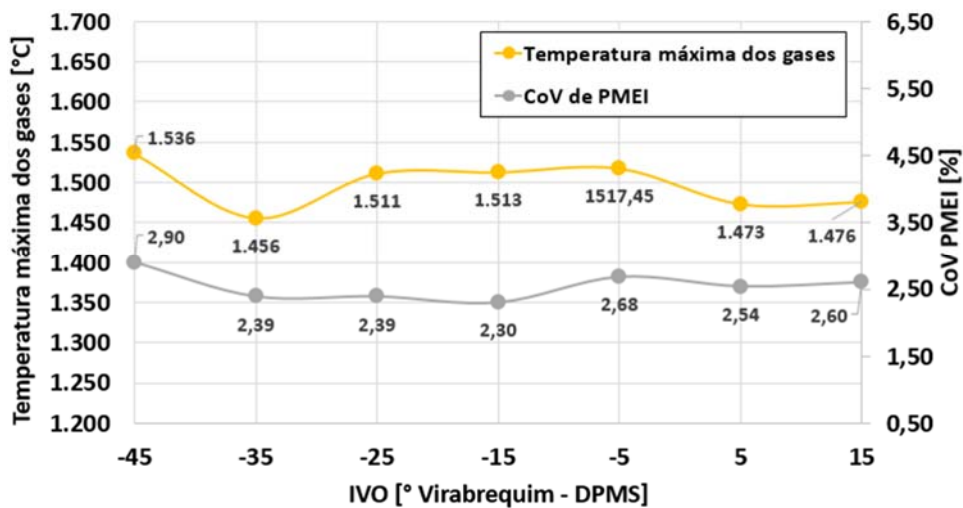


Figura 96 – Variação do consumo específico de combustível em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.



Fonte: próprio autor

Figura 97 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.

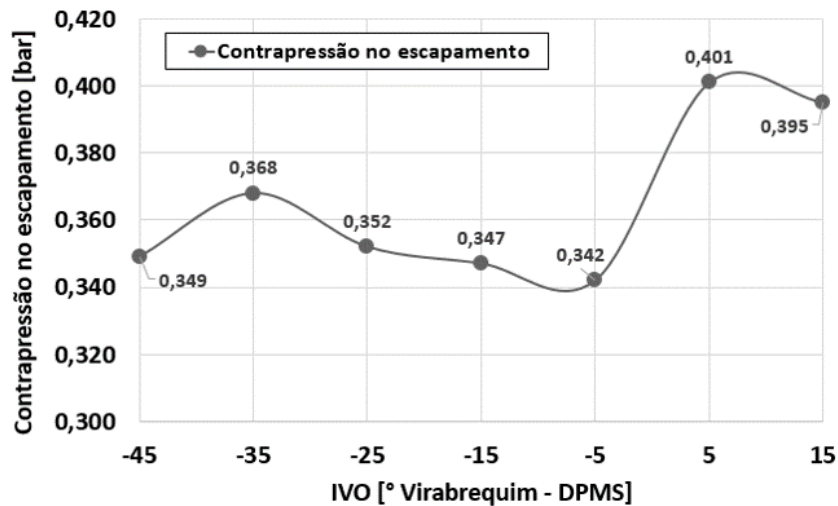


Fonte: próprio autor

Com o objetivo de compreender o motivo pelo qual a posição do CVVT de -5° DPMS, alcançou o melhor resultado em termos de desempenho, os valores de MAF e da contrapressão no escapamento, obtidos para cada posição do CVVT, são apresentados na Figura 98. Devido a menor contrapressão no escapamento gerada com a posição do CVVT ajustada para -5° DPMS, o processo de *scavenging* foi maximizado, resultando em uma câmara de combustão mais limpa durante o

funcionamento do motor. Além disso, menores níveis de contrapressão promovem um melhor enchimento do cilindro durante o cruzamento de válvulas.

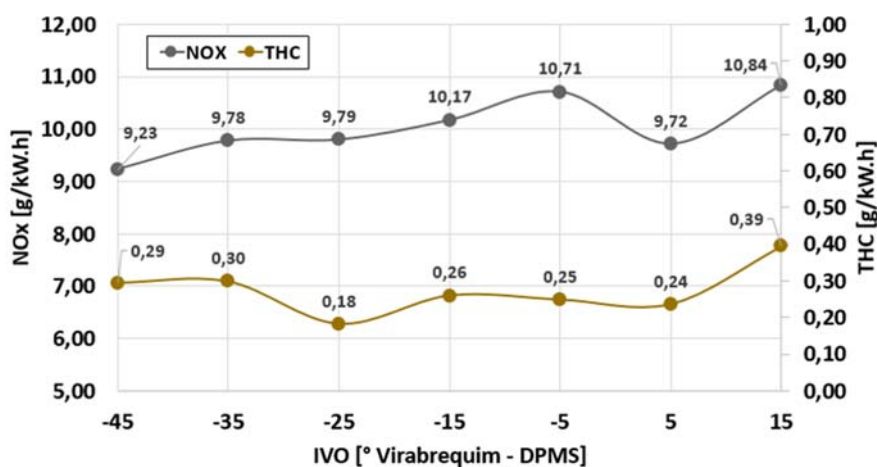
**Figura 98 – Variação dos valores de MAF e de contrapressão no escapamento em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.**



Fonte: próprio autor

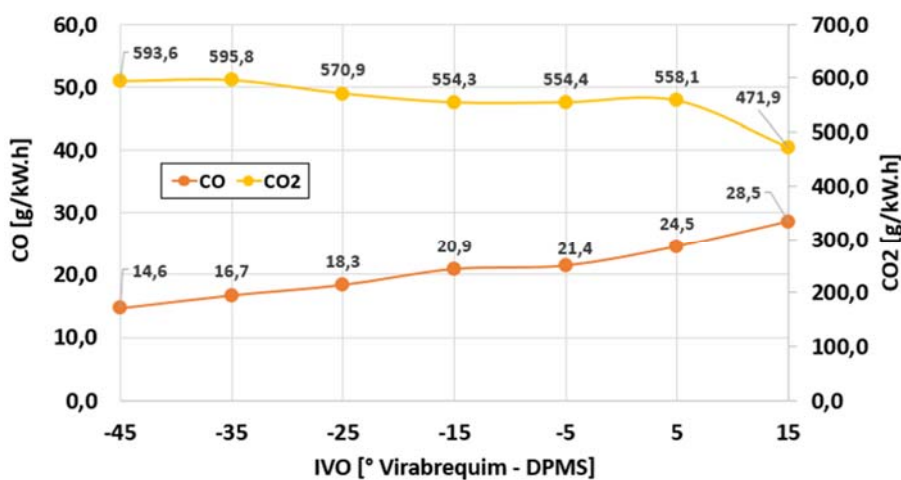
Os resultados dos níveis de emissões específicas de NOx e THC, CO e CO<sub>2</sub>, em função do posicionamento do CVVT são apresentados nas Figura 99 e Figura 100, respectivamente. Devido à alta temperatura de pico dos gases dentro do cilindro, com o CVVT ajustada para -5° DPMS, o segundo maior nível de emissão específica de NOx foi alcançado durante os testes realizados. Os níveis de emissões específicas de THC apresentaram-se estáveis, exceto para a posição do CVVT totalmente retardado. As emissões específicas de CO e CO<sub>2</sub> apresentaram uma redução e um aumento em seus valores em função do adiantamento do comando de válvulas.

**Figura 99 – Variação dos níveis de emissões específicas de NOx e THC em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.**



Fonte: próprio autor

**Figura 100 – Variação da CoV% de PMEI e da temperatura de pico dos gases dentro do cilindro em função do posicionamento do CVVT – Estratégia 4.2.**



Fonte: próprio autor

#### 4.5. Resultados do desempenho do motor utilizando a Estratégia 5

A estratégia cinco implementada no funcionamento do motor deste trabalho, apresentou resultados satisfatórios em termos de maximização da eficiência global do motor, conforme é apresentado e discutido nessa seção. A estratégia cinco, conforme descrito na seção 3.6.1.5 deste trabalho, é caracterizada por uma mistura ar-combustível estequiométrica e estratificada, sendo que, o principal objetivo do uso da

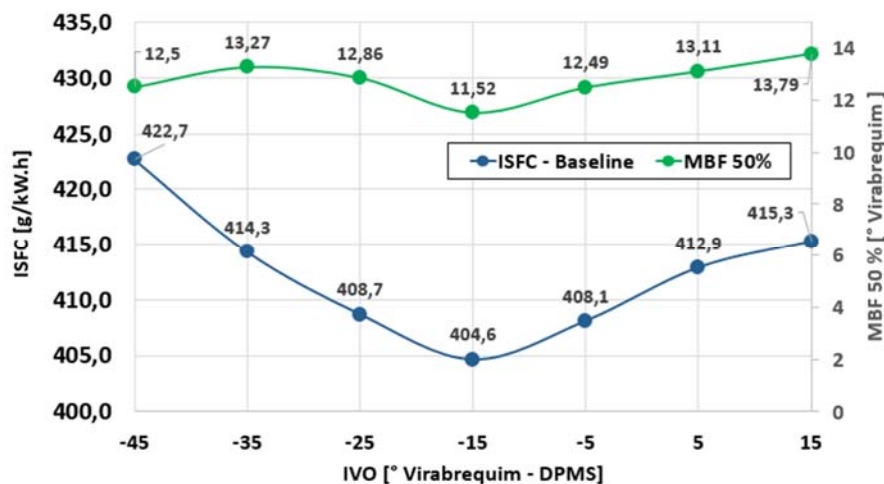
estratificação nessa estratégia é mitigar ou até suprimir a tendência a pré-ignição do combustível nessas condições de altas cargas.

Inicialmente determinou-se a condição de referência para comparações com os resultados obtidos pela utilização da estratégia 5 de controle do motor. Devido a criticidade de operação do motor em cargas elevadas, como a proposta neste trabalho, optou-se pela definição do melhor posicionamento do CVVT, quanto ao instante de abertura da válvula de admissão, em uma carga relativamente mais baixa de operação. Após a definição do melhor posicionamento do CVVT, caracterizou-se o motor *baseline* e implementou-se a estratégia 5 na condição de carga originalmente estabelecida. Conforme apresentado na Figura 101, o menor consumo específico de combustível foi obtido com o posicionamento do CVVT ajustado para  $-15^\circ$  DPMS, com o motor operando com uma carga de 18 bar de PMEI e 2500 rpm.

A escolha do posicionamento do CVVT em  $-15^\circ$  DPMS, que proporciona um cruzamento de válvulas de 30 graus, além de gerar o menor consumo específico de combustível, representa um compromisso entre o nível de retenção dos gases queimados na câmara de combustão em menores cruzamentos de válvula, que contribuem para a tendência a pré-ignição, e o aumento da contra-pressão do escapamento devido ao aumento das pressões de sobre-alimentação necessário para a manutenção da carga em maiores cruzamentos de válvula.

Uma vez definida a melhor posição do CVVT para as condições de altas cargas, realizou-se a caracterização *baseline* do motor na condição de teste originalmente estabelecida.

**Figura 101 – Variação do consumo específico de combustível em função da posição do CVVT na caracterização *baseline* do motor 18bar de PMEI – Estratégia 5.**



Fonte: próprio autor

Os principais resultados obtidos tanto da caracterização *baseline* do motor quanto da utilização da estratégia 5 são apresentados na Tabela 20.

Conforme apresentado na Tabela 20, a dupla injeção de combustível, *split-injection*, foi estudada e ajustada de modo que o primeiro pulso de injeção fosse iniciado a 310° do ângulo do virabrequim APMS, contribuindo com 75% do total da injeção de combustível, e o segundo pulso de injeção fosse iniciado 60° do ângulo do virabrequim APMS, contribuindo com 25% do total da injeção de combustível. A supressão de pré-ignição está diretamente relacionada com a massa de combustível injetada durante a fase de compressão da mistura ar-combustível, sendo que o efeito de resfriamento da mistura ar-combustível, *charge cooling effect*, requer um valor mínimo de massa de combustível injetada para proporcionar o efeito desejado. Na implementação da estratégia 5, neste trabalho, percentuais de contribuição do segundo pulso de injeção inferiores a 25% não apresentaram efeitos satisfatórios para a supressão de pré-ignição.

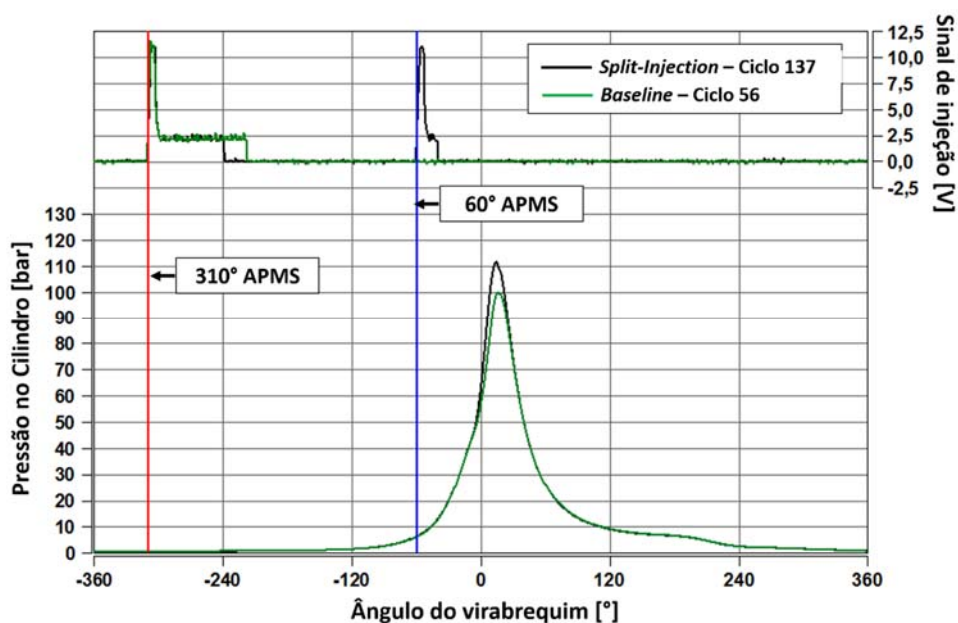
**Tabela 20 – Principais resultados da caracterização *baseline* do motor e da utilização da estratégia 5 22bar de PMEI**

<b>PARÂMETRO</b>	<b>BASELINE</b>	<b>SPLIT-INJECTION</b>
PMEI [bar]	22,02	22,05
CoV PMEI [%]	3,32	2,26
MBF 50% [CA]	20,37	11,43
MBF 10-50% [CA]	11,75	11,20
MBF 50-90% [CA]	10,30	9,70
MBF 10-90% [CA]	22,05	20,90
Temperatura Entrada da Turbina [°C]	776,3	824,3
<i>Injection Timing</i> – Início Pulso 1 [CA - APMS]	310	310
<i>Injection Timing</i> - Início Pulso 2 [CA - APMS]	-	60
Contribuição Pulso 1 [%]	100	75
Contribuição Pulso 2 [%]	-	25
ISFC [g/kW.h]	441,3	433,4
Eff. Global [%]	32,9	33,5

**Fonte: próprio autor**

A utilização da estratégia 5 resultou em uma maior estabilidade do processo de combustão reduzindo da CoV% da PMEI de 3,32 para 2,26, porém, o principal efeito benéfico proporcionado pelo uso da estratégia 5 foi a nova condição de funcionamento do motor mais próxima de MBT. Devido o *split-injection* suprimir a pré-ignição apresentada na condição *baseline* do motor, maiores avanços de ignição puderam ser ajustados na UCE para a mesma condição de teste do motor, consecutivamente, o ângulo de MBF 50% foi reduzido em aproximadamente 9 graus do virabrequim. A Figura 102 apresenta a tela de interface do *software IndiCom* com os pulsos de injeção para a mistura homogênea, *baseline*, e para a mistura estratificada, *split-injection*, bem como a sobreposição das curvas de pressão no cilindro ilustrando a alteração no funcionamento do motor devido a redução do MBF 50%.

**Figura 102 – Sobreposição da curva de pressão no cilindro e de injeção de combustível da condição *baseline* e *split-injection* – Estratégia 5.**



Fonte: próprio autor

A melhoria da condição de funcionamento do motor, representada pela proximidade do MBF 50% da condição de MBT, resultou em uma redução do consumo específico de combustível e, conseqüentemente, um aumento da eficiência global do motor. Conforme apresentado na Tabela 20, o consumo específico de combustível foi reduzido de 441,3 g/kW.h para 433,4 g/kW.h, nas condições *baseline* e com utilização da estratégia 5, respectivamente. Em um contexto geral, os benefícios obtidos pela implementação da estratégia 5 resultaram em um ganho de aproximadamente 1,8% na eficiência global do motor. Assim, a utilização da estratégia 5 para suprimir a pré-ignição em condições de funcionamento de alta carga apresentou-se ser uma eficiente ferramenta para maximização da eficiência global do motor.

As emissões de poluentes não foram mensuradas durante a implementação da estratégia 5 devido a um problema com o equipamento de medição das emissões, contudo, o aumento da temperatura dos gases na entrada da turbina com a utilização do *split-injection*, conforme mostrado na Tabela 20, indica um aumento da concentração dos HC não queimados no coletor de escape.

#### **4.6. Considerações Finais**

Os resultados apresentados nessa seção mostraram a capacidade de cada estratégia implementada ao MECM deste motor visando a maximização da eficiência global. Fatores como emissões de poluentes e instabilidade do processo de combustão foram contabilizados na definição da melhor condição de funcionamento do motor. Conforme os resultados obtidos para cada estratégia de maximização da eficiência global, o MECM proposto para este trabalho representa uma atrativa opção para motores *downsized* de injeção direta de etanol e variadores de fase. Conclusões mais específicas de cada estratégia são abordadas na seção a seguir.



## 5. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se às estratégias desenvolvidas e aos resultados obtidos dos testes experimentais no estudo de estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo-alimentado para a maximização da eficiência global, conforme os objetivos específicos propostos.

A realização dos testes experimentais foram baseadas em um Mapa de Estratégias de Controle do Motor, MECM, elaborado para o motor utilizado neste trabalho, que objetivou o aumento da eficiência global, considerando as emissões de poluentes. O MECM proposto neste trabalho, foi dividido em regiões de diferentes condições de funcionamento do motor e cada região do mapa foi caracterizada por uma específica estratégia de controle do motor para maximização da eficiência global.

As metodologias de calibração dos sistema de controle do motor, tanto para a caracterização *baseline* quanto para a implementação das estratégias de maximização da eficiência global, propostas neste trabalho, mostraram-se eficientes a quantificar os ganhos obtidos em redução do consumo de combustível e emissões de poluentes, conforme os resultados obtidos nos testes dinamométricos.

Os resultados obtidos na implementação das estratégias de maximização da eficiência global do motor, apresentaram ganhos de eficiência global e redução dos níveis de emissões de poluentes para condições aceitáveis de variabilidade cíclica.

A implementação da estratégia 1 proporcionou um ganho máximo na eficiência global do motor na marcha lenta e na condição de 4 bar de PMEI de 32% e 15,9%, respectivamente. Os níveis de emissões específicas de NO<sub>x</sub>, THC, CO e CO<sub>2</sub> resultantes da implementação da estratégia alcançaram níveis aceitáveis para a utilização de um catalizador de três vias.

Os resultados da utilização da estratégia 2 apresentaram um ganho de 3,74% na eficiência global do motor e redução dos níveis de emissões de NO<sub>x</sub>, CO e CO<sub>2</sub> de 34,1%, 84,3% e 8,6%, respectivamente.

Os resultados da implementação das estratégias 3 e 4 mostraram a existência de uma relação de superação de efeitos benéficos ao funcionamento do motor em função da carga a ele submetida. Observou-se que maiores eficiências globais e menores níveis de emissões de poluentes estão relacionados com os níveis de

diluição da mistura ar-combustível e com o momento de abertura da válvula de admissão, em cada condição de funcionamento do motor.

A estratégia 5 apresentou resultados significativos na supressão de pré-ignição do combustível, deslocando em, aproximadamente 9° o MBF 50%. Consecutivamente, proporcionou-se um ganho de 1,8% na eficiência global do motor.

Baseado nos resultados obtidos neste trabalho, a definição e a implementação do MECM proposto ao motor utilizado neste trabalho, apresentou-se como uma poderosa ferramenta na maximização da eficiência global.

### **5.1.Sugestões para trabalhos futuros**

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise foi possível elaborar propostas para a realização de trabalhos futuros que certamente contribuirão para a maximização da eficiência global do motor, sendo elas:

- Utilizar um sistema de injeção direta Spray-Guided para ampliação dos benefícios da estratificação da mistura ar-combustível;
- Combinar as estratégias de empobrecimento e estratificação da mistura ar-combustível com a utilização de turbo compressores para a recuperação da carga;
- Utilizar mecanismos que alterem a estrutura primária de fluxo para a recuperação da taxa de queima em condições de baixa carga;
- Utilizar um duplo comando de válvula com variador de fase para maximizar a redução do trabalho de bombeamento e aumentar a possibilidade de maiores diluições por EGR interna;
- Empregar um sistema de EGR externa resfriada para ampliar os efeitos da diluição da mistura ar-combustível;
- Avaliar a influência da EGR interna em condições de cruzamento de válvula negativo.

## REFERÊNCIAS

ABNT, A. B. D. N. T. **Veículos Rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva**. Rio de Janeiro, Brasil: ABNT. NBR ISO 1585: 26 p. 1996.

ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 11// 2007. ISSN 0196-8904. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890407002221> >.

AMORIM, R. J. **ANÁLISE DO AUMENTO DA RAZÃO VOLUMÉTRICA DE COMPRESSÃO DE UM MOTOR FLEXÍVEL MULTICOMBUSTÍVEL VISANDO MELHORIA DE DESEMPENHO**. 2005. 217 (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

ANP, A. N. D. P.-. **Resolução ANP Nº 19**. ANP, A. N. D. P.-. 11 p. 2015.

\_\_\_\_\_. Etanol. 2016. Disponível em: < <http://www.anp.gov.br/wwwanp/biocombustiveis/etanol> >. Acesso em: 26/12.

AVL. **AVL IndiCom User's Guide**. Graz, Austria: AVL: 882 p. 2012.

AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. **Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency**: SAE International 2006.

BAETA, J. G. C. et al. **Mapping Procedure Applied to General Engine Management System for Spark Plug Engines**: SAE International 2004.

BARROS, J. E. M. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos**. 2003. 237 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte.

BAÊTA, J. G. C. **METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA A MAXIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR MULTICOMBUSTÍVEL TURBOALIMENTADO SEM PREJUÍZO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA GLOBAL**. 2006. 257 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

BAÊTA, J. G. C.. **Overview of Different Mixture Preparation Layouts of Gasoline Direct Injection (GDI) Systems for Automotive Applications**. 10th SAE Powertrain Symposium. Itapupeva, SP, Brasil: 22 p. 2012.

BAÊTA, J. G. C.. **Preliminary presentation of a research project for a highly boosted and efficient ethanol 3-cylinder DI prototype engine intended for use both with E100 and gasolhol**: 15 p. 2015.

BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines. **Energy Conversion and Management**,

v. 105, p. 858-871, 11/15/ 2015. ISSN 0196-8904. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415007955> >.

BONATESTA, F. et al. Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines. **Applied Energy**, v. 164, p. 475-491, 2/15/ 2016. ISSN 0306-2619. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191501507X> >.

BORETTI, A. Towards 40% efficiency with BMEP exceeding 30 bar in directly injected, turbocharged, spark ignition ethanol engines. **Energy Conversion and Management**, v. 57, p. 154-166, 5// 2012. ISSN 0196-8904. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890411003657> >.

COSTA, M. et al. **Split Injection in a GDI Engine Under Knock Conditions: An Experimental and Numerical Investigation**: SAE International 2015.

EMBRAPA. **BRS 508: o sorgo sacarino com alto teor de açúcar no caldo**. Embrapa Milho e Sorgo, 2012. (CNPMS), E. M. E. S. Sete Lagoas 2012.

FABIO, B.; VINCENZO, D. B.; LUIGI, T. EGR Systems Employment to Reduce the Fuel Consumption of a Downsized Turbocharged Engine at High-load Operations. **Energy Procedia**, v. 81, p. 866-873, 2015/12/01 2015. ISSN 1876-6102. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215027836> >.

FERGUSON, A. T. K. A. C. R. **Internal Combustion Engines Applied Thermosciences**. Third Edition. Colorado, USA: John Wiley & Sons, Ltd, 2015. 477.

FERREIRA, O. E. **PRODUÇÃO DE ETANOL A PARTIR DE SORGO SACARINO COM TRATAMENTO ENZIMÁTICO**. 2015. 98 (Doutorado). Departamento de Ciências Agrárias e Veterinárias, Universidade Estadual Paulista, Jaboticabal, São Paulo.

RODRIGUES FILHO, F. A. **PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PROVIDO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS DE CARGA ESTRATIFICADA**. 2014. 230 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

FONTANA, G.; GALLONI, E. Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine. **Applied Energy**, v. 86, n. 1, p. 96-105, 1// 2009. ISSN 0306-2619. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261908001013> >.

\_\_\_\_\_. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation. **Applied Energy**, v. 87, n. 7, p. 2187-2193, 7// 2010. ISSN 0306-2619. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261909005091> >.

FRASER, N. et al. Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing. **SAE Int. J. Engines**, v. 2, n. 1, p. 991-1008, 2009. Disponível em: < <http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-1053> >.

FUERHAPTER, A. et al. **The new AVL CSI Engine - HCCI Operation on a Multi Cylinder Gasoline Engine**: SAE International 2004.

GALLONI, E.; FONTANA, G.; PALMACCIO, R. Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 39, p. 95-104, 6// 2012. ISSN 1359-4311. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112000592> >.

GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. First edition. USA: McGraw-Hill, Inc, 1995. 539.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos**. Third Edition. Editorial Dossat, S.A., 1988. 479.

GLEHN, F. R. V. **Injeção Eletrônica**. Primeira Edição. Goiânia, GO, Brasil: Ciclo Engenharia, 2009. 250.

GONÇALVES JR, A. A. **Metrologia**. Florianópolis, Brasil: Lab. Metro - UFSC: 130 p. 2004.

GRANDIN, B.; ÅNGSTRÖM, H.-E. **Replacing Fuel Enrichment in a Turbo Charged SI Engine: Lean Burn or Cooled EGR**: SAE International 1999.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. First Edition. USA: McGraw-Hill, Inc, 1988. 930.

IEA, I. E. A.-. **Improving The Fuel Economy of Road Vehicles**. Paris, France: IEA: 86 p. 2012.

JGCM, J. C. F. G. I. M. **Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement**. Second Edition. JCGM, 2010. 134.

MASTERPOWER, T. **Manual Técnico: Masterpower Turbo**: 40 p. 2014.

MELO, T. C. C. **ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM MOTOR FLEX OPERANDO COM DIFERENTES MISTURAS DE ETANOL HIDRATADO NA GASOLINA**. 2012. 223 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.

MENEGUETTI, C. C.; MEZAROBA, S.; PROFA. DRA. GROFF, A. M. **Processos de produção do álcool etílico de cana-de-açúcar e os possíveis reaproveitamentos dos resíduos resultantes do sistema**. IV Encontro De Engenharia De Produção Agroindustrial - EEPA. Campo Mourão, PR: 9 p. 2010.

MOREIRA, T. A. A. **ANÁLISE E CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS OPERANDO COM CARGA HOMOGENEA**. 2014. 246

(Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

MOTEC. **Continuously Variable Camshaft Control**. Victoria, Australia: Motec: 24 p. 2010.

\_\_\_\_\_. **Inductive Direct Injector Calibration**. Victoria, Australia: Motec: 9 p. 2014.

\_\_\_\_\_. **Motec M1 - M142 Datasheet**. MOTEC. Victoria, Australia 2015.

NAPRO. **PC-MULTIGÁS: O analisador de gases compacto e completo**. São Paulo - Brasil: NAPRO: 2 p. 2011.

OZDOR, N.; DULGER, M.; SHER, E. **Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey**: SAE International 1994.

PAN, J.; SHU, G.; WEI, H. Research on in-cylinder pressure oscillation characteristic during knocking combustion in spark-ignition engine. **Fuel**, v. 120, p. 150-157, 3/15/2014. ISSN 0016-2361. Disponível em: <  
[//www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113011253](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113011253) >.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8th Edition. Kansas, USA: McGraw-Hill, Inc, 2008. 2735.

PONTOPPIDAN, M.; BAETA, J. G. C. **A Study of a Highly Boosted and Efficient Downsized Ethanol Direct Injection (EDI) Engine in Two Different Configurations for the Purpose of Replacing High-Displacement Gasoline Engines**: SAE International 2015.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. First Edition. New Jersey, USA: Prentice Hall, 1997. 411.

SHAFER, H. N. **Rotordynamics of Automotive Turbochargers**. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer Tracts in Mechanical Engineering, 2015. 367.

SHER, E.; BAR-KOHANY, T. Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study. **Energy**, v. 27, n. 8, p. 757-775, 8// 2002. ISSN 0360-5442. Disponível em: <  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544202000221> >.

SILVA, T. R. V. et al. **Effects of Continuously Variable Valve Timing (CVVT) on Ethanol Spark Ignited Direct Injection (SIDI) Downsized Engine**. I Congresso Internacional de Motores, Combustíveis e Combustão - CIMCCO. Belo Horizonte, MG, Brasil: 7 p. 2016.

SU, J. et al. Combined effects of cooled EGR and a higher geometric compression ratio on thermal efficiency improvement of a downsized boosted spark-ignition direct-injection engine. **Energy Conversion and Management**, v. 78, p. 65-73, 2// 2014. ISSN 0196-8904. Disponível em: <  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890413006766> >.

TEIXEIRA, A. F. **Modelo Matemático para Diagnóstico em Tempo Real da Combustão nos Motores de Combustão Interna de Ignição por Centelha**. 2015. 110 (Graduação). Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica - CEFET, Belo Horizonte, MG.

TITOLO, A. **The Variable Valve Timing System - Application on a V8 Engine**: SAE International 1991.

WANG, Y. **Introduction to Engine Valvetrains**. First Edition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2007. 604.

WYSZYNSKI, L. P.; STONE, C. R.; KALGHATGI, G. T. **The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels**: SAE International 2002.

ZHAO, F.; LAI, M. C.; HARRINGTON, D. L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 25, n. 5, p. 437-562, 10// 1999. ISSN 0360-1285. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128599000040> >.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. Boca Raton, FL, USA: Woodhead Publishing Limited e CRC Press LLC, 2010. 325.





## Apêndice II - RELATÓRIO METROLÓGICO

CILINDROS		PISTÕES		FOLGA PISTÃO/CIL	
Ø CIL NOMINAL	70,00 mm	Ø NOMINAL	69,96 mm	NOMINAL	0,04 mm
Ø CIL 1	70,01 mm	Ø CIL 1	69,95 mm	CIL1	0,06 mm
Ø CIL 2	70,02 mm	Ø CIL 2	69,96 mm	CIL2	0,06 mm
Ø CIL 3	70,01 mm	Ø CIL 3	69,97 mm	CIL3	0,04 mm
Ø CIL 4	0,00 mm	Ø CIL 4	-	CIL4	-
ÁRVORE DE MANIVELAS					
Ø FIXO NOMINAL	43,96 mm	Ø MÓVEL NOMINAL	41,98 mm	FOLGA RADIAL FIXO	FOLGA RADIAL MÓVEL
Ø FÍXO 1	43,98 mm	Ø MÓVEL 1	41,98 mm	43,92 mm	0,05 mm
Ø FÍXO 2	43,95 mm	Ø MÓVEL 2	41,97 mm	43,91 mm	0,07 mm
Ø FÍXO 3	43,98 mm	Ø MÓVEL 3	41,98 mm	43,93 mm	0,07 mm
Ø FÍXO 4	43,97 mm	Ø MÓVEL 4	-	-	-
FOLGA AXIAL	0,14mm		CURSO		86,00 mm
MANCAIS DO BLOCO					
Ø ALOJAMENTO DA BRONZINA			Ø ALOJAMENTO C/ BRONZINA		
NOMINAL	0,00 mm		NOMINAL	43,92 mm	
1	0,00 mm		1	43,92 mm	
2	0,00 mm		2	43,91 mm	
3	0,00 mm		3	43,93 mm	
4	0,00 mm		4	43,91 mm	
BIELAS					
Ø ALOJAMENTO DA BRONZINA			Ø ALOJAMENTO C/ BRONZINA		
NOMINAL	0,00 mm		NOMINAL	42,04 mm	
1	0,00 mm		1	42,03 mm	
2	0,00 mm		2	42,04 mm	
3	0,00 mm		3	42,05 mm	
Ø INTERNO DA BUCHA		Ø DO PINO DO PISTÃO		FOLGA RADIAL PINO/BUCHA	
NOMINAL	0,00 mm	NOMINAL	22,00 mm	NOMINAL	0,00 mm
1	0,00 mm	1	21,99 mm	1	0,00 mm
2	0,00 mm	2	22,00 mm	2	0,00 mm
3	0,00 mm	3	21,98 mm	3	0,00 mm
DIAMETRO ALOJAMENTO BRONZINA MÓVEL		ENTRE CENTROS		FOLGA AXIAL	
NOMINAL	45,00 mm	NOMINAL	145,00 mm	NOMINAL	-
1	45,01 mm	1	145,02 mm	1	-
2	45,01 mm	2	145,01 mm	2	-
3	45,00 mm	3	145,02 mm	3	-
PISTÃO					
ALTURA DE COMPRESSÃO			ALTURA 1° ANEL	ALTURA 2° ANEL	ALTURA 3° ANEL
1	30,00 mm		6,00 mm	12,30 mm	15,00 mm
2	30,00 mm		6,00 mm	12,30 mm	15,00 mm
3	30,00 mm		6,00 mm	12,30 mm	15,00 mm
LUZ DO PISTÃO		ESPESSURA 1° ANEL	ESPESSURA 2° ANEL	ESPESSURA 3° ANEL	VOLUME CÂMARA PISTÃO
1	0,12	1,10 mm	1,00 mm	1,90 mm	13,81 cm <sup>3</sup>
2	0,18	1,10 mm	1,00 mm	1,90 mm	13,80 cm <sup>3</sup>
3	0,18	1,10 mm	1,00 mm	1,90 mm	13,82 cm <sup>3</sup>
Offset Pino	0,60	LADO SETA	24,30 mm	LADO CONTRÁRIO	23,70 mm
JUNTA DO CABEÇOTE			INPUTS VOLUME REFERENCIA		
	Ø DO ANÉL	ALTURA			
1	71,30 mm	0,60 mm	Ø CILINDRO		
2	71,30 mm	0,60 mm	70,00 mm		
3	71,30 mm	0,60 mm	ALTURA		
VELAS - M10					
GAP		VELA 1º	VELA 2º	VELA 3º	VELA 4º
		0,8	0,8	0,8	-
Espessura anéis de cobre		VELA 1º	VELA 2º	VELA 3º	VELA 4º
		2,3	2,31	2,29	-
ANEIS PISTÃO					
GAP	1° CAVA	1	2	3	4
		0,2	0,2	0,25	-
	2° CAVA	1	2	3	4
		0,4	0,45	0,45	-
Relatório dimensional: Motor 3cyl 1.0 /Bloco 9454267M04					
Responsável: Welson Dutra, Thiago Rodrigo					

### Apêndice III - EXEMPLO DE METODOLOGIA DO CÁLCULO DA INCERTEZA COMBINADA PADRÃO PARA MEDIÇÕES INDIRETAS.

A metodologia de cálculo da incerteza combinada padrão para medições indiretas é exemplificada nessa seção, utilizando a variável de interesse potência indicada,  $P$ , dada pela Equação AIII.1.

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{60000} \quad (\text{AIII.1})$$

Onde  $N$  representa a velocidade de rotação do motor [rpm] e  $T$  representa o torque indicado [N.m]. A relação para o cálculo da incerteza combinada padrão para a potência indicada,  $u_c(P)$ , é dada pela Equação AIII.2

$$u_c(P) = \sqrt{\left[\frac{\partial P}{\partial N} \cdot u(N)\right]^2 + \left[\frac{\partial P}{\partial T} \cdot u(T)\right]^2} \quad (\text{AIII.2})$$

Onde  $u(N)$  e  $u(T)$  representam a incerteza padrão da velocidade de rotação do motor e a incerteza padrão do torque indicado, respectivamente. A partir da Equação AIII.1 obtém-se as derivadas parciais da variável dependente de interesse em relação as variáveis independentes, conforme Equações AIII.3 e AIII.4.

$$\frac{\partial P}{\partial N} = \frac{2 \cdot \pi \cdot T}{60000} \quad (\text{AIII.3})$$

$$\frac{\partial P}{\partial T} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60000} \quad (\text{AIII.4})$$

Substituindo as Equações AIII.3 e AIII.4 na Equação AIII.2 obtém-se a relação final para cálculo da incerteza combinada padrão da variável de interesse, conforme Equação AIII.5

$$u_c(P) = \sqrt{\left[\frac{2 \cdot \pi \cdot T}{60000} \cdot u(N)\right]^2 + \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60000} \cdot u(T)\right]^2} \quad (\text{AIII.5})$$

## Apêndice IV - TABELAS COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Resultados do melhor desempenho e das de emissões específicas de poluentes obtidos na implementação da Estratégia 1.

**Tabela AP.1 – Resultados do desempenho – Idle x 850 rpm**

DESEMPENHO																								
RPM	Variação da Rotação [rpm]	VVT	Contribuição da segunda injeção [%]	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	Inj. Timing (Start of Injection) Pulso 1 [°]	Inj. Timing (Start of Injection) Pulso 2 [°]	$\lambda$	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
850	19	60	0	9,4	0,938	0,473	0,948	300	-	1,00	1,56	16,19	44,85	24,10	31,20	55,30	774,8	29,1	12,31	0,01	1,10	0,041	18,77%	0,70%
850	21	60	0	9,4	0,938	0,473	0,947	300	-	1,10	1,64	14,71	35,85	21,25	32,00	53,25	670,0	20,5	12,95	0,01	1,15	0,035	21,70%	0,66%
850	32,3	60	0	10,5	0,938	0,512	0,947	300	-	1,20	1,65	25,51	36,55	23,25	39,50	62,75	687,8	24,4	13,03	0,01	1,16	0,041	21,14%	0,75%
850	30,1	60	0	12,3	0,938	0,576	0,948	300	-	1,30	1,47	40,72	39,00	24,65	46,65	71,40	819,5	26,4	11,60	0,01	1,03	0,033	17,74%	0,57%
850	45,7	60	0	14,6	0,938	0,650	0,949	300	-	1,40	1,67	46,02	38,20	24,40	47,10	71,50	830,1	22,2	13,18	0,01	1,17	0,031	17,52%	0,47%
850	55,7	60	0	17,0	0,938	0,718	0,951	300	-	1,50	2,11	34,78	37,00	23,75	45,60	69,35	693,8	17,4	16,66	0,01	1,48	0,037	20,96%	0,53%
850	22,5	60	10	6,7	0,936	0,382	0,947	300	50	1,01	1,27	9,97	23,00	15,15	25,65	40,90	623,8	24,7	10,03	0,01	0,89	0,035	23,31%	0,92%
850	32,3	60	30	7,3	0,933	0,397	0,943	300	50	1,11	1,31	17,17	23,05	15,65	28,80	44,45	597,1	19,1	10,34	0,01	0,92	0,029	24,35%	0,78%
850	29,5	60	20	8,5	0,936	0,445	0,946	300	50	1,21	1,46	12,78	19,80	15,00	28,75	43,75	607,1	22,0	11,53	0,01	1,03	0,037	23,90%	0,87%
850	32,8	30	20	9,4	0,932	0,433	0,942	300	50	1,29	1,45	19,60	18,30	15,05	31,55	46,70	637,1	17,2	11,45	0,01	1,02	0,027	22,82%	0,61%
850	48,3	30	50	10,9	0,932	0,477	0,942	300	50	1,41	1,63	18,67	18,05	15,15	31,90	47,05	629,6	17,3	12,87	0,01	1,15	0,031	23,09%	0,63%
850	50,7	30	50	11,9	0,932	0,506	0,943	300	50	1,49	1,67	20,56	17,80	15,35	32,65	48,10	643,1	18,3	13,2	0,0	1,17	0,033	22,61%	0,64%

PCI = 24760 kJ/kg

$k_{(95\%)} = 1,96$

Fonte: próprio autor

**Tabela AP.2 – Resultados do desempenho e das emissões específicas de poluentes – 4 bar PMEI x 1000 rpm**

DESEMPENHO																							
RPM	VVT	Contribuição da segunda injeção [%]	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	Inj. Timing (Start of Injection) Pulso 1 [°]	Inj. Timing (Start of Injection) Pulso 2 [°]	λ	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	ηcc [-]	Incerteza Expandida ηcc [-]
1000	0	0	19,0	0,932	0,698	0,934	330	-	1,00	3,99	1,59	6,90	13,05	26,00	39,05	493,2	4,8	31,50	0,03	3,30	0,03	29,48%	0,28%
1000	30	0	16,7	0,936	0,590	0,954	280	-	1,10	3,96	1,25	7,65	10,35	15,20	25,55	475,0	5,4	31,26	0,03	3,27	0,04	30,61%	0,35%
1000	30	0	17,3	0,936	0,612	0,947	270	-	1,20	3,98	1,48	8,10	10,90	16,70	27,60	448,4	5,9	31,42	0,04	3,29	0,04	32,43%	0,43%
1000	30	0	17,9	0,935	0,635	0,948	270	-	1,30	3,98	1,65	7,85	11,30	18,20	29,50	427,9	3,9	31,42	0,04	3,29	0,03	33,98%	0,31%
1000	40	0	19,6	0,933	0,679	0,946	300	-	1,40	3,94	2,35	7,40	12,10	20,85	32,95	422,3	3,6	31,10	0,03	3,26	0,03	34,43%	0,29%
1000	40	0	21,0	0,933	0,709	0,945	280	-	1,50	4,08	3,87	8,65	12,80	25,10	37,90	409,0	3,9	32,21	0,04	3,37	0,03	35,55%	0,34%
1000	0	10	18,7	0,932	0,692	0,929	330	60	1,00	4,12	1,29	7,45	10,00	18,95	28,95	474,1	5,2	32,52	0,03	3,41	0,04	30,67%	0,34%
1000	20	10	17,0	0,936	0,615	0,957	280	50	1,12	3,96	1,28	7,90	9,95	16,10	26,05	473,1	6,0	31,26	0,03	3,27	0,04	30,74%	0,39%
1000	0	20	19,8	0,937	0,740	0,950	330	50	1,20	3,99	2,33	7,85	11,45	16,70	28,15	462,4	5,0	31,50	0,04	3,30	0,04	31,44%	0,34%
1000	50	50	20,7	0,933	0,729	0,952	320	50	1,30	4,07	1,94	8,05	10,15	17,55	27,70	451,2	4,2	32,13	0,04	3,36	0,03	32,22%	0,30%
1000	60	50	32,0	0,934	0,962	0,946	330	30	1,41	3,98	3,02	7,40	12,15	24,80	36,95	425,4	4,9	31,42	0,03	3,29	0,04	34,17%	0,39%
1000	20	40	23,8	0,935	0,747	0,952	240	30	1,50	4,05	2,94	8,55	12,95	28,25	41,20	464,5	5,7	31,97	0,03	3,35	0,04	31,30%	0,39%
1000	20	20	26,5	0,935	0,785	0,950	240	30	1,63	3,95	4,81	8,85	13,70	30,65	44,35	463,0	6,2	31,2	0,0	3,27	0,04	31,41%	0,42%

PCI = 24760 kJ/kg

k(95%) = 1,96

EMISSIONS							
NOx [g/kW.h]	Incerteza Expandida NOx [g/kW.h]	CO [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO [g/kW.h]	CO2 [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO2 [g/kW.h]	THC [g/kW.h]	Incerteza Expandida THC [g/kW.h]
1,523	0,033	31,100	0,026	646,9	0,9	0,9093	0,0022
2,474	0,026	13,370	0,025	1058,8	0,8	3,1759	0,0024
3,201	0,030	8,722	0,024	970,2	0,7	7,0291	0,0022
2,953	0,028	9,959	0,032	917,2	0,8	4,9083	0,0025
1,901	0,033	11,388	0,029	560,7	0,6	7,9435	0,0025
-	-	-	-	-	-	-	-
0,751	0,024	33,302	0,033	609,4	0,8	1,0557	0,0022
1,366	0,032	19,826	0,030	725,8	0,7	3,1127	0,0020
0,980	0,026	14,273	0,027	939,7	0,5	3,1303	0,0016
1,626	0,030	17,714	0,029	639,9	0,6	6,1034	0,0018
1,225	0,028	13,158	0,032	482,1	0,9	4,0901	0,0022
1,100	0,033	25,714	0,024	592,3	0,8	4,0772	0,0025
-	-	-	-	-	-	-	-

k(95%) = 1,96

Fonte: próprio autor

Resultados do melhor desempenho e das de emissões específicas de poluentes obtidos na implementação da Estratégia 2.

**Tabela AP.3 – Resultados do desempenho e das emissões específicas de poluentes – 12 bar PMEI x 2000 rpm**

DESEMPENHO																				
RPM	VVT	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	$\lambda$	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
2000	20	100,0	0,929	1,144	1,205	1,00	11,96	1,66	8,85	8,60	11,15	19,75	418,0	0,6	94,41	0,13	19,77	0,03	34,78%	0,05%
2000	20	100,0	0,929	1,241	1,306	1,10	12,01	2,13	8,90	9,05	12,85	21,90	411,3	0,7	94,81	0,17	19,86	0,03	35,35%	0,06%
2000	20	100,0	0,929	1,329	1,413	1,20	12,15	2,65	9,42	10,15	15,30	25,45	408,4	0,8	95,91	0,18	20,09	0,04	35,60%	0,07%
2000	20	100,0	0,929	1,439	1,544	1,30	12,07	2,92	11,21	11,45	20,40	31,85	405,3	0,6	95,28	0,13	19,96	0,03	35,87%	0,05%
2000	20	100,0	0,929	1,553	1,684	1,40	12,03	3,37	13,59	12,97	27,59	40,56	402,5	0,6	94,97	0,15	19,89	0,03	36,12%	0,06%
2000	20	100,0	0,929	1,681	1,828	1,50	12,09	5,78	16,64	14,87	36,59	51,46	400,9	0,7	95,44	0,16	19,99	0,03	36,26%	0,06%

PCI = 24760 kJ/kg

$k_{(95\%)} = 1,96$

EMISSÕES							
NOx [g/kW.h]	Incerteza Expandida NOx [g/kW.h]	CO [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO [g/kW.h]	CO2 [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO2 [g/kW.h]	THC [g/kW.h]	Incerteza Expandida THC [g/kW.h]
1,294	0,085	39,794	0,101	898,4	0,6	1,2064	0,0152
1,239	0,083	13,124	0,099	914,6	0,4	0,8139	0,0129
1,139	0,096	8,372	0,083	876,7	0,7	0,1672	0,0093
1,031	0,097	7,640	0,073	859,7	0,6	0,0093	0,0054
0,891	0,092	6,259	0,068	821,3	0,7	0,0096	0,0018
0,845	0,091	5,662	0,050	772,2	0,5	0,0095	0,0003

$k_{(95\%)} = 1,96$

Fonte: próprio autor

Resultados do melhor desempenho e das de emissões específicas de poluentes obtidos na implementação da Estratégia 3.

**Tabela AP.4 – Resultados do desempenho – 6 bar PMEI x 3000 rpm**

DESEMPENHO																				
RPM	VVT	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	$\lambda$	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
3000	0	47,6	0,932	0,810	0,993	1,00	6,02	1,08	7,90	10,60	14,05	24,65	408,6	0,7	47,52	0,07	14,93	0,02	35,58%	0,06%
3000	10	44,5	0,932	0,755	0,996	1,00	5,95	1,52	7,55	11,00	17,00	28,00	424,0	0,9	46,97	0,10	14,76	0,03	34,29%	0,08%
3000	20	42,8	0,932	0,702	0,995	1,00	5,97	1,36	8,35	10,35	16,15	26,50	416,9	0,8	47,13	0,09	14,81	0,03	34,88%	0,07%
3000	30	42,3	0,932	0,686	0,997	1,00	6,01	1,68	7,15	10,15	17,25	27,40	427,8	0,9	47,44	0,10	14,90	0,03	33,99%	0,07%
3000	40	40,8	0,932	0,657	0,993	1,00	6,02	2,14	8,35	10,80	18,00	28,80	425,4	0,9	47,52	0,10	14,93	0,03	34,18%	0,08%
3000	50	41,3	0,932	0,670	0,996	1,00	6,03	1,99	7,70	9,40	13,80	23,20	423,1	0,9	47,60	0,10	14,95	0,03	34,36%	0,08%
3000	60	41,2	0,932	0,677	0,992	1,00	5,95	1,04	8,10	8,80	13,65	22,45	422,3	0,7	46,97	0,07	14,76	0,02	34,43%	0,05%

PCI = 24760 kJ/kg

k<sub>(95%)</sub> = 1,96

Fonte: próprio autor

**Tabela AP.5 – Resultados do desempenho e das emissões específicas de poluentes – 12 bar PME1 x 2500 rpm**

DESEMPENHO																				
RPM	VVT	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	$\lambda$	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
2500	0	99,9	0,939	1,079	1,194	1,00	11,96	1,53	7,80	9,00	14,55	23,55	408,9	0,7	94,41	0,16	24,72	0,04	35,56%	0,06%
2500	10	99,9	0,939	1,092	1,199	1,00	11,93	1,78	7,60	8,95	15,15	24,10	405,1	0,8	94,18	0,17	24,66	0,05	35,89%	0,07%
2500	20	99,9	0,938	1,125	1,219	1,00	12,04	1,93	7,90	8,85	15,50	24,35	402,4	0,7	95,04	0,16	24,88	0,04	36,14%	0,06%
2500	30	99,9	0,938	1,202	1,304	1,00	11,92	1,83	8,35	9,10	11,30	20,40	423,4	0,9	94,10	0,19	24,63	0,05	34,34%	0,07%
2500	40	99,9	0,938	1,257	1,362	1,00	12,02	1,61	7,80	8,50	10,05	18,55	425,2	0,7	94,89	0,15	24,84	0,04	34,20%	0,05%
2500	50	99,9	0,940	1,307	1,405	1,00	12,01	1,53	8,05	9,00	10,70	19,70	407,2	0,9	94,81	0,20	24,82	0,05	35,70%	0,08%
2500	60	100,0	0,937	1,407	1,515	1,00	11,94	1,12	6,90	8,75	8,70	17,45	421,7	0,7	94,3	0,1	24,68	0,04	34,48%	0,06%

PCI = 24760 kJ/kg

k(95%) = 1,96

EMISSÕES							
NOx [g/kW.h]	Incerteza Expandida NOx [g/kW.h]	CO [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO [g/kW.h]	CO2 [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO2 [g/kW.h]	THC [g/kW.h]	Incerteza Expandida THC [g/kW.h]
11,321	0,089	25,418	0,022	536,3	0,7	1,0353	0,0020
10,325	0,092	21,500	0,020	547,4	0,6	0,7255	0,0019
11,452	0,094	21,215	0,022	544,5	0,7	0,4498	0,0011
11,232	0,096	22,511	0,025	577,7	0,8	0,4791	0,0017
9,391	0,100	26,388	0,022	574,5	0,7	0,4778	0,0026
8,067	0,096	21,651	0,020	555,6	0,7	0,6102	0,0021
8,335	0,099	26,155	0,020	575,3	0,8	2,5190	0,0019

k(95%) = 1,96

Fonte: próprio autor

Resultados do melhor desempenho e das de emissões específicas de poluentes obtidos na implementação da Estratégia 4.

**Tabela AP.6 – Resultados do desempenho e das emissões específicas de poluentes – 10 bar PME1 x 3500 rpm**

DESEMPENHO																				
RPM	VVT	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	$\lambda$	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
3500	0	99,9	0,936	0,940	1,092	1,00	10,08	1,71	7,90	10,10	13,95	24,05	389,2	0,7	79,57	0,14	29,16	0,05	37,36%	0,07%
3500	10	99,9	0,937	0,937	1,104	1,00	9,93	2,13	7,95	9,55	14,40	23,95	392,6	0,6	78,39	0,11	28,73	0,04	37,03%	0,06%
3500	20	99,9	0,937	0,961	1,130	1,00	9,99	2,27	7,85	9,50	14,15	23,65	396,0	0,7	78,86	0,13	28,90	0,05	36,71%	0,06%
3500	30	99,9	0,938	0,998	1,165	1,00	10,09	2,50	7,35	9,60	16,20	25,80	395,0	0,6	79,65	0,11	29,19	0,04	36,81%	0,05%
3500	40	100,0	0,938	1,055	1,224	1,00	10,05	2,23	8,20	9,90	16,40	26,30	397,0	0,6	79,34	0,12	29,08	0,04	36,63%	0,06%
3500	50	100,0	0,939	1,157	1,323	1,00	10,01	2,48	8,00	9,30	14,60	23,90	403,9	0,6	79,02	0,11	28,96	0,04	36,00%	0,05%
3500	60	100,0	0,939	1,294	1,454	1,00	10,12	2,29	9,10	9,25	15,15	24,40	404,4	0,7	79,89	0,14	29,28	0,05	35,95%	0,06%

PCI = 24760 kJ/kg

$k_{(95\%)} = 1,96$

EMISSÕES							
NOx [g/kW.h]	Incerteza Expandida NOx [g/kW.h]	CO [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO [g/kW.h]	CO2 [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO2 [g/kW.h]	THC [g/kW.h]	Incerteza Expandida THC [g/kW.h]
8,790	0,021	21,740	0,026	525,9	0,8	0,4657	0,0021
9,421	0,023	24,969	0,038	566,1	0,9	0,2761	0,0022
10,673	0,026	21,023	0,040	555,5	0,8	0,2256	0,0023
10,306	0,027	19,250	0,041	538,9	0,9	0,1007	0,0020
9,474	0,024	18,608	0,049	559,9	0,8	0,3109	0,0022
11,901	0,019	16,075	0,036	569,7	0,9	0,3645	0,0023
12,196	0,030	17,211	0,030	546,5	0,7	0,2477	0,0025

$k_{(95\%)} = 1,96$

Fonte: próprio autor



**Tabela AP.7 – Resultados do desempenho e das emissões específicas de poluentes – 15 bar PME1 x 3500 rpm**

DESEMPENHO																				
RPM	VVT	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	$\lambda$	IMEP [bar]	Co.V. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
3500	0	100,0	0,938	1,436	1,831	1,00	15,11	2,60	10,70	10,60	15,70	26,30	409,3	0,5	119,28	0,16	43,72	0,06	35,52%	0,05%
3500	10	100,0	0,938	1,433	1,834	1,00	15,29	2,54	9,70	8,25	12,10	20,35	406,7	0,5	120,70	0,15	44,24	0,06	35,75%	0,05%
3500	20	100,0	0,934	1,393	1,735	1,00	15,03	2,68	10,40	9,85	15,05	24,90	403,2	0,6	118,65	0,17	43,49	0,06	36,06%	0,05%
3500	30	100,0	0,929	1,433	1,780	1,00	14,98	2,30	8,05	9,75	13,90	23,64	406,2	0,5	118,25	0,15	43,34	0,05	35,79%	0,05%
3500	40	100,0	0,929	1,554	1,906	1,00	14,95	2,39	10,90	10,30	16,50	26,80	414,0	0,7	118,02	0,18	43,26	0,07	35,12%	0,06%
3500	50	100,0	0,929	1,757	2,125	1,00	14,93	2,39	13,90	10,55	15,15	25,70	428,4	0,5	117,86	0,14	43,20	0,05	33,94%	0,04%
3500	60	100,0	0,930	1,998	2,347	1,00	15,12	2,90	16,05	10,30	12,60	22,90	424,4	0,6	119,4	0,2	43,75	0,06	34,26%	0,05%

PCI = 24760 kJ/kg

k(95%) = 1,96

EMISSÕES							
NOx [g/kW.h]	Incerteza Expandida NOx [g/kW.h]	CO [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO [g/kW.h]	CO2 [g/kW.h]	Incerteza Expandida CO2 [g/kW.h]	THC [g/kW.h]	Incerteza Expandida THC [g/kW.h]
10,837	0,016	28,536	0,023	471,9	0,6	0,3944	0,0018
9,715	0,023	24,496	0,025	558,1	0,5	0,2361	0,0016
10,708	0,020	21,430	0,030	554,4	0,7	0,2485	0,0019
10,167	0,029	20,879	0,021	554,3	0,6	0,2599	0,0016
9,794	0,018	18,331	0,037	570,9	0,7	0,1819	0,0020
9,775	0,017	16,684	0,032	595,8	0,9	0,2983	0,0021
9,228	0,027	14,640	0,040	593,6	0,8	0,2947	0,0025

k(95%) = 1,96

Fonte: próprio autor

Resultados do melhor desempenho obtidos na implementação da Estratégia 5.

**Tabela AP.8 – Resultados do desempenho – 22 bar PMEI x 3500 rpm**

DESEMPENHO																						
RPM	VVT	Throttle [%]	BAP [bar]	MAP [bar]	PET [bar]	Inj. Timing (Start of Injection) Pulso 1 [°]	Inj. Timing (Start of Injection) Pulso 2 [°]	$\lambda$	IMEP [bar]	CoV. IMEP [%]	MBF 50% [°]	MBF 10-50% [°]	MBF 50-90% [°]	MBF 10-90% [°]	ISFC [g/kW.h]	Incerteza Expandida ISFC [g/kW.h]	Torque [N.m]	Incerteza Expandida Torque [N.m]	Power [kW]	Incerteza Expandida Power [kW]	$\eta_{cc}$ [-]	Incerteza Expandida $\eta_{cc}$ [-]
2500	30	100,0	0,937	2,436	2,458	310	-	1,00	22,02	3,32	20,37	11,75	10,30	22,05	441,3	0,6	173,83	0,25	45,51	0,06	32,95%	0,05%
2500	30	100,0	0,937	2,482	2,503	310	60	1,00	22,05	2,26	11,43	11,20	9,70	20,90	433,4	0,7	174,06	0,27	45,57	0,07	33,55%	0,05%

PCI = 24760 kJ/kg

$k_{(95\%)} = 1,96$

Fonte: próprio autor